



UNIVERSIDAD CARLOS III DE MADRID

TESIS DOCTORAL

Evaluación experimental de máquinas de absorción de simple efecto de LiBr-H₂O de pequeña potencia condensadas por aire: sistema re-cooling frente a sistema directo

Aplicación en Instalaciones de Frío Solar

Autora: Raquel Lizarte Mayo

Director: Dr. Marcelo Izquierdo Millán

DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA TÉRMICA Y DE FLUIDOS

Leganés/ mes y año

TESIS DOCTORAL

Evaluación experimental de máquinas de absorción de simple efecto de LiBr-H₂O de pequeña potencia condensadas por aire: sistema re-cooling frente a sistema directo

Aplicación en Instalaciones de Frío Solar

Autora: Raquel Lizarte Mayo

Director: Dr. Marcelo izquierdo Millán

Firma del Tribunal Calificador:

Firma

Presidente:

Vocal:

Vocal:

Vocal:

Secretario:

Calificación:

Leganés, de de

INDICE

<i>Lista de Figuras</i>	vii
<i>Lista de Tablas</i>	xiii
<i>Agradecimientos</i>	xv
<i>Resumen</i>	xix
<i>Abstract</i>	xxi
Capítulo 1: Introducción	1
1.1 Interés por el tema	1
1.1.1 Consumo de energía	1
1.1.2 Medio ambiente	1
1.1.3 Alternativa	4
1.2 Objetivo de la tesis	4
Capítulo 2: Estado del arte de la Tecnología Frigorífica de Absorción	7
2.1 Descripción general	7
2.2 Clasificación de las máquinas de absorción	9
2.3 Mercado de las máquinas de absorción	12
2.4 Instalaciones de frío solar	17
2.5 Nomenclatura	21
Capítulo 3: Máquina de absorción de LiBr-H₂O condensada por aire con sistema re-cooling	23
3.1 Introducción	23
3.2 Máquina de absorción	23
3.2.1 Sistema re-cooling	24
3.2.2 Fluidos	25
3.2.3 Ciclo de absorción	28
3.2.4 Sistema de control	31
3.2.5 Características técnicas	32
3.3 Conclusiones	34
3.4 Nomenclatura	34
Capítulo 4: Condiciones de trabajo de la máquina Rotartica 045v: Parámetros de actuación	35
4.1 Introducción	35
4.2 Instalación experimental	35
4.2.1 Fuente de calor	36
4.2.2 Máquina de absorción	37
4.2.3 Fancoil	37
4.3 Variables ambientales y de proceso	37
4.3.1 Variables ambientales	37
4.3.2 Variables de proceso	40
4.4 Procedimiento experimental	41
4.5 Resultados experimentales de tres días característicos	41
4.5.1 Día templado: $t_{\text{ebs}}(\text{max}) = 27^{\circ}\text{C}$ (10/08/05)	43

4.5.2	Día caluroso: $t_{\text{ebs (max)}}=35,7^{\circ}\text{C}$ (04/08/05)	44
4.5.3	Día muy caluroso: $t_{\text{ebs (max)}}=41,3^{\circ}\text{C}$ (07/08/05)	46
4.6	Resultados experimentales del período de ensayo	48
4.7	Cálculo de incertidumbre	52
4.8	Conclusiones	53
4.9	Nomenclatura	53
Capítulo 5: Instalación solar		55
5.1	Introducción	55
5.2	Instalación solar	55
5.3	Descripción de componentes	58
5.4	Conclusiones	69
5.5	Nomenclatura	69
Capítulo 6: Instalación de frío solar con la máquina Rotartica 045v. Resultados experimentales.		71
6.1	Introducción	71
6.2	Instalación de frío solar	71
6.3	Variables ambientales y de proceso	73
6.3.1	Variables ambientales	73
6.3.2	Variables de proceso	76
6.4	Procedimiento experimental	77
6.5	Resultados experimentales de tres días característicos	77
6.5.1	Día templado: $t_{\text{ebs(max)}}=32,5^{\circ}\text{C}$ (03/09/08)	77
6.5.2	Día caluroso: $t_{\text{ebs(max)}}=36,5^{\circ}\text{C}$ (25/08/08)	84
6.5.3	Día muy caluroso: $t_{\text{ebs(max)}}=40,4^{\circ}\text{C}$ (21/07/09)	89
6.6	Resultados experimentales del período de ensayo	93
6.6.1	Energías	93
6.6.2	Fracción solar, rendimientos y CEE térmico	93
6.6.3	Energía primaria de los equipos auxiliares	95
6.6.4	Rendimientos y CEE considerando la energía primaria de los equipos auxiliares	95
6.6.5	Temperaturas máximas: t_{scol} y t_{eg}	97
6.6.6	t_{se} frente a t_{ebs}	97
6.6.7	Q_e frente a t_{ebs}	98
6.6.8	CEE frente a t_{ebs}	98
6.7	Cálculo de incertidumbres	99
6.8	Conclusiones	99
6.9	Nomenclatura	100
Capítulo 7: Instalación de frío solar con prototipo de máquina de absorción de LiBr-H₂O condensada directamente por aire: Resultados experimentales.		103
7.1	Introducción	103
7.2	Prototipo del CSIC	103
7.2.1	Fluidos	105
7.2.2	Ciclo de absorción	105
7.3	Instalación de frío solar	108
7.4	Variables ambientales y de proceso	109

7.4.1	Variables ambientales	109
7.4.2	Variables de proceso	113
7.5	Procedimiento experimental	114
7.6	Resultados experimentales de dos días característicos	114
7.6.1	Día caluroso: $t_{ebs(max)} = 37,7^{\circ}\text{C}$ (28/08/09).....	114
7.6.2	Día caluroso: $t_{ebs(max)} = 35^{\circ}\text{C}$ (03/09/09)	129
7.7	Resultados experimentales del período de ensayo	143
7.7.1	Energías.....	143
7.7.2	Fracción solar, rendimientos y CEE térmico	143
7.7.3	Energía primaria de los equipos auxiliares	143
7.7.4	Temperaturas máximas: t_{scol} y t_{eg}	144
7.7.5	t_c y t_a frente a t_{ebs}	145
7.7.6	t_{se} frente a t_{ebs}	145
7.7.7	Q_e frente a t_{ebs}	146
7.7.8	CEE térmico frente a t_{ebs}	147
7.8	Cálculo de incertidumbres.....	148
7.9	Conclusiones	148
7.10	Nomenclatura.....	149
Capítulo 8:	Comparación: sistema re-cooling frente a sistema directo	151
8.1	Introducción.....	151
8.2	Variables ambientales y de proceso.....	151
8.3	Instalación solar	155
8.3.1	Colectores.....	155
8.3.2	Tanque de almacenamiento	156
8.3.3	Rendimiento	159
8.4	Máquinas de absorción.....	159
8.4.1	Generador.....	159
8.4.2	Evaporador.....	161
8.4.3	Absorbedor-Condensador	163
8.4.4	CEE	166
8.5	Fancoil	167
8.6	Rendimiento global.....	168
8.7	Conclusiones	169
8.8	Nomenclatura.....	170
Chapter 9:	Conclusions.....	173
9.1	Introduction	173
9.2	Conclusions	174
9.2.1	Absorption machines performance	174
9.2.2	Solar cooling facilities	175
9.3	Contributions	176
9.4	Researching works for the future.....	176
9.5	Notation	176
Bibliografía	177	
ANEXO: Equipos de Medida	183	

Lista de Figuras

Figura 1.1 (a) Temperatura de La Tierra (1982-2003) y (b) Capa de ozono (1994-2000).....	2
Figura 2.1 Esquema termodinámico básico de producción de frío.....	7
Figura 2.2 (a) Ciclo básico de compresión mecánica y (b) Ciclo básico de absorción.....	8
Figura 2.3 CEE en función de temperatura de alimentación al generador ($t_e=5^{\circ}\text{C}$, $t_a=37^{\circ}\text{C}$, $t_c=42^{\circ}\text{C}$, $\eta_{rec}=0,6$).....	10
Figura 2.4 Evolución de las ventas en EE.UU y Japón (1967-1996).....	13
Figura 2.5 Máquinas de absorción comerciales de pequeña potencia: (a) EAW (Alemania) y (b) Sonnenklima (Alemania).....	15
Figura 2.6 Máquinas de absorción comerciales de pequeña potencia: (a) Climatewell (Suecia) y (b) SolarNext (Alemania).....	15
Figura 3.1. Rotartica 045v.....	23
Figura 3.2. (a) Tambor giratorio (b) Posición intercambiadores dentro del tambor giratorio (fuente:Rotartica).....	24
Figura 3.3. Esquema del sistema re-cooling.....	24
Figura 3.4. Aerotermo.....	25
Figura 3.5. Esquema del circuito caliente.....	25
Figura 3.6. Esquema del circuito frío.....	26
Figura 3.7. Esquema del circuito de enfriamiento absorbedor-condensador.....	26
Figura 3.8. Conexiones hidráulicas: circuitos caliente y frío (fuente:Rotartica).....	27
Figura 3.9. Purgadores manuales del intercambiador de tubos aleteado (fuente:Rotartica).....	27
Figura 3.10. Esquema básico del ciclo de absorción de la máquina.....	28
Figura 3.11. Diagrama de temperaturas de los fluidos en absorbedor.....	29
Figura 3.12. Diagrama de temperaturas de los fluidos en el condensador.....	30
Figura 3.13. Diagrama de temperaturas de los fluidos en el aerotermo.....	31
Figura 3.14. Armario de control: (a) Localización y (b) Interior.....	31
Figura 3.15. Capacidad de enfriamiento frente a temperatura de salida del agua fría ($t_{eg}=100^{\circ}\text{C}$).....	33
Figura 3.16. CEE térmico frente a temperatura de salida del agua fría ($t_{eg}=100^{\circ}\text{C}$).....	33
Figura 4.1. (a) Localización geográfica de Arganda del Rey y (b) Vista aérea del Laboratorio de Bombas de Calor (Arganda del Rey).....	36
Figura 4.2. Esquema de la instalación de frío con máquina de absorción comercial.....	36
Figura 4.3. Temperatura exterior de bulbo seco de tres días característicos.....	38
Figura 4.4. Carga térmica de tres días característicos: templado, caluroso y muy caluroso.....	38
Figura 4.5. Temperaturas mínimas y máximas diarias.....	39
Figura 4.6. Demanda diaria de frío.....	39

<i>Figura 4.7. Imagen de la instalación de frío experimental</i>	41
<i>Figura 4.8. Caudal de agua de los circuitos hidráulicos</i>	42
<i>Figura 4.9. Caudal de aire</i>	42
<i>Figura 4.10. Temperaturas de entrada y salida de fluidos: generador, evaporador, aerotermo y fancoil (10/08/05).</i>	43
<i>Figura 4.11. Potencia del generador, del evaporador y del aerotermo (10/08/05).</i>	44
<i>Figura 4.12. CEE térmico (10/08/05).</i>	44
<i>Figura 4.13. Temperaturas de entrada y salida de fluidos: generador, evaporador, aerotermo y fancoil (04/08/05).</i>	45
<i>Figura 4.14. Potencia del generador, del evaporador y del aerotermo (04/08/05).</i>	45
<i>Figura 4.15. CEE térmico (04/08/05).</i>	46
<i>Figura 4.16. Temperaturas de entrada y salida de fluidos: generador, evaporador, aerotermo y fancoil (07/08/05).</i>	46
<i>Figura 4.17. Potencia del generador, del evaporador y del aerotermo (07/08/05).</i>	47
<i>Figura 4.18. CEE térmico (07/08/05).</i>	48
<i>Figura 4.19. Demanda frío, calor al generador y frío en evaporador (Agosto 2005).</i>	48
<i>Figura 4.20. Temperatura agua de entrada y salida aerotermo frente a temperatura exterior de bulbo seco.</i>	49
<i>Figura 4.21 Temperatura de salida agua del evaporador frente a temperatura exterior de bulbo seco.</i>	50
<i>Figura 4.22. Potencia frigorífica del evaporador frente a temperatura exterior de bulbo seco.</i>	51
<i>Figura 4. 23. CEE térmico frente a la temperatura exterior de bulbo seco (Agosto 2005).</i>	51
<i>Figura 5.1 Esquema básico de la instalación solar.</i>	57
<i>Figura 5.2 (a) Colector Solever V-500 y (b) Dimensiones colector Solever V-500.</i>	58
<i>Figura 5.3 Serpentin del Colector Solever V-500.</i>	59
<i>Figura 5.4 Detalle de unión absorbedor-serpentin (Solever V-500).</i>	59
<i>Figura 5.5 Toma para la salida del aire del colector y manómetro.</i>	60
<i>Figura 5.6 (a) Estructura soporte (b) cilindro separador bajo la cubierta de cristal (Solever V-500).</i>	60
<i>Figura 5. 7 Curva de normalización del colector Solever V-500.</i>	62
<i>Figura 5.8 Batería de colectores del campo solar.</i>	63
<i>Figura 5.9 Dimensiones del intercambiador de placas de la instalación solar.</i>	64
<i>Figura 5.10 Intercambiador de placas aislado y montado en la instalación solar.</i>	65
<i>Figura 5.11 Tanque de almacenamiento.</i>	66
<i>Figura 5.12 Bomba de impulsión del circuito secundario (B₂).</i>	67
<i>Figura 5.13. Vaso de expansión SMR-P.</i>	68
<i>Figura 5.14 Imagen del disipador de calor.</i>	68
<i>Figura 5.15 Imagen de la instalación solar.</i>	69
<i>Figura 6.1 Esquema instalación de frío solar con máquina comercial con sistema re-cooling.</i>	72
<i>Figura 6.2 Imagen de la instalación de frío solar con máquina comercial.</i>	72

<i>Figura 6.3 Radiación solar sobre el plano de colectores de tres días: templado, caluroso y muy caluroso.</i>	73
<i>Figura 6.4 Temperatura exterior de bulbo seco de tres días: templado, caluroso y muy caluroso.</i>	74
<i>Figura 6.5 Carga térmica de tres días característicos: templado, caluroso, muy caluroso.</i>	74
<i>Figura 6.6 Energía solar diaria sobre colectores.</i>	75
<i>Figura 6.7 Temperatura máxima, mínima exterior de bulbo seco diaria.</i>	75
<i>Figura 6.8 Demanda diaria.</i>	76
<i>Figura 6.9 Temperaturas de entrada y salida: colectores, tanque (03/09/08).</i>	78
<i>Figura 6.10 Radiación sobre los colectores. Umbral de energía solar, calor transferido al tanque y pérdidas (03/09/08).</i>	78
<i>Figura 6.11 Potencias: radiación sobre colectores, fluido primario y transferida al tanque (03/09/08).</i>	79
<i>Figura 6.12 Rendimientos de la instalación solar (03/09/08).</i>	80
<i>Figura 6.13 Temperaturas de entrada y salida: generador, evaporador, aerotermo y fancoil (03/09/08).</i>	81
<i>Figura 6.14 Potencias: generador, evaporador, aerotermo (03/09/08).</i>	82
<i>Figura 6.15 CEE térmico (03/09/08).</i>	82
<i>Figura 6.16 Rendimiento global (03/09/08).</i>	83
<i>Figura 6.17 Temperaturas de entrada y salida: colectores, tanque (25/08/08).</i>	84
<i>Figura 6.18 Radiación sobre los colectores. Umbral de energía solar, calor transferido al tanque y pérdidas (25/08/08).</i>	85
<i>Figura 6.19 Potencias: radiación sobre colectores, fluido primario y transferida al tanque (25/08/08).</i>	85
<i>Figura 6.20 Rendimientos de la instalación solar (25/08/08).</i>	86
<i>Figura 6.21 Temperaturas de entrada y salida de fluidos: generador, evaporador, aerotermo y fancoil (25/08/08).</i>	86
<i>Figura 6.22 Potencias: generador, evaporador, aerotermo (25/08/08).</i>	87
<i>Figura 6.23 CEE térmico (25/08/08).</i>	88
<i>Figura 6.24 Rendimiento global (25/08/08).</i>	88
<i>Figura 6.25 Temperaturas de entrada y salida: colectores, tanque (21/07/09).</i>	89
<i>Figura 6.26 Radiación sobre los colectores. Umbral de energía solar, calor transferido al tanque y pérdidas (21/07/09).</i>	90
<i>Figura 6.27 Potencias: radiación sobre colectores, fluido primario y transferida al tanque (21/07/09).</i>	90
<i>Figura 6.28 Rendimientos de la instalación solar (21/07/09).</i>	91
<i>Figura 6.29 Temperaturas de entrada y salida de fluidos en: generador, evaporador, aerotermo y fancoil (21/07/09).</i>	91
<i>Figura 6.30. Potencias: generador, evaporador, aerotermo (21/07/09).</i>	92
<i>Figura 6.31 CEE térmico (21/07/09).</i>	92
<i>Figura 6.32 Rendimiento global (21/07/09).</i>	93
<i>Figura 6.33 Temperatura máxima del fluido a la salida de colectores y entrada al generador.</i>	97
<i>Figura 6.34 Temperatura de salida del agua del evaporador frente a la temperatura exterior de bulbo seco.</i>	97
<i>Figura 6.35 Potencia del evaporador frente a la temperatura exterior de bulbo seco.</i>	98
<i>Figura 6.36 CEE térmico frente a la temperatura exterior de bulbo seco.</i>	99
 <i>Figura 7.1. Prototipo del CSIC.</i>	 104

<i>Figura 7.2. Esquema del prototipo del CSIC (modo simple efecto).</i>	104
<i>Figura 7.3. Absorbedor adiabático e intercambiador de calor exterior de tubos aleteado (ICET).</i>	106
<i>Figura 7.4. Diagrama de temperaturas en el ICET.</i>	107
<i>Figura 7.5. Diagrama de temperaturas en el condensador.</i>	107
<i>Figura 7.6. Esquema de instalación de frío solar con prototipo del CSIC.</i>	108
<i>Figura 7. 7 Imagen de la isntalación de frío solar con el prototipo del CSIC</i>	109
<i>Figura 7.8. Radiación solar sobre el plano de los colectores.</i>	110
<i>Figura 7.9. Temperatura exterior de bulbo seco.</i>	110
<i>Figura 7.10. Carga térmica diaria.</i>	111
<i>Figura 7.11 Energía solar diaria sobre colectores.</i>	111
<i>Figura 7.12 Temperatura máxima y mínima exterior de bulbo seco diaria.</i>	112
<i>Figura 7.13 Demanda diaria.</i>	112
<i>Figura 7.14 Temperatura de entrada y salida: colectores y tanque (28/08/09).</i>	114
<i>Figura 7.15 Radiación sobre los colectores. Umbral de energía solar, calor transferido al tanque y pérdidas (28/08/09).</i>	115
<i>Figura 7.16 Potencias: radiación sobre colectores, fluido primario y transferida al tanque (28/08/09).</i>	116
<i>Figura 7.17 Rendimientos de la instalación solar (28/08/09).</i>	116
<i>Figura 7.18 Caudales de los fluidos en el generador (28/08/2009).</i>	117
<i>Figura 7.19 Temperatura de entrada y salida de los fluidos al generador (28/08/09).</i>	117
<i>Figura 7.20 Caudal de aire (28/08/09).</i>	118
<i>Figura 7.21 Caudal de disolución del ICET (28/08/09).</i>	119
<i>Figura 7.22 Temperatura de entrada y salida: disolución en ICET, aire de enfriamiento. Temperatura de condensación (28/08/09).</i>	119
<i>Figura 7.23 Temperaturas de entrada y salida de la disolución al absorbedor adiabático (28/08/09).</i>	120
<i>Figura 7.24 Presión en el evaporador (28/08/2009).</i>	121
<i>Figura 7.25 Temperatura de entrada y salida fluidos: evaporador, fancoil. Temperatura de evaporación (28/08/09).</i>	121
<i>Figura 7.26 Temperatura de entrada y salida de las disoluciones en el recuperador (28/08/09).</i>	122
<i>Figura 7.27 Eficiencia del recuperador de calor (28/08/09).</i>	123
<i>Figura 7.28 Concentración: disolución concentrada y diluida (28/08/09).</i>	124
<i>Figura 7.29 Temperatura de salida disolución diluida del recuperador y temperatura de inicio de ebullición (28/08/09).</i>	124
<i>Figura 7.30 Diagrama de Dühring: ciclos de absorción (28/08/09).</i>	126
<i>Figura 7.31 Potencias: generador, evaporador y condensador + absorbedor (28/08/09).</i>	127
<i>Figura 7.32 CEE térmico (28/08/09).</i>	128
<i>Figura 7.33 Rendimiento global (28/09/09).</i>	128
<i>Figura 7.34 Temperatura de entrada y salida: colectores y tanque (03/09/09).</i>	129
<i>Figura 7.35 Radiación sobre los colectores. Umbral de energía solar, calor transferido al tanque y pérdidas (03/09/09).</i>	130
<i>Figura 7.36 Potencias: radiación sobre colectores, fluido primario y entrada en el tanque (03/09/09).</i>	130
<i>Figura 7.37 Rendimientos en la instalación solar (03/09/09).</i>	131
<i>Figura 7.38 Caudales de fluidos en el generador (03/09/2009).</i>	131

<i>Figura 7. 39 Temperaturas de entrada y salida de los fluidos en el generador (03/09/09).</i>	132
<i>Figura 7.40 Caudal de aire (03/08/09).</i>	133
<i>Figura 7.41 Caudal de disolución del ICET.</i>	133
<i>Figura 7.42 Temperaturas de entrada y salida de la disolución y del aire en el sistema directo (03/09/09).</i>	134
<i>Figura 7.43 Temperaturas de entrada y salida de la disolución al absorbedor.</i>	134
<i>Figura 7.44 Presión en el evaporador (03/09/2009).</i>	135
<i>Figura 7.45 Temperaturas de entrada y salida del agua en evaporador, aire en el fancoil del local y temperatura de evaporación (03/09/09).</i>	135
<i>Figura 7.46 Temperatura de entrada y salida de la disolución concentrada y diluida al recuperador (03/09/09).</i>	136
<i>Figura 7.47 Eficiencia del recuperador de calor del prototipo (03/08/09).</i>	137
<i>Figura 7.48 Concentración de la disolución diluida y concentrada (03/09/09).</i>	137
<i>Figura 7.49 Temperatura entrada disolución al generador y temperatura de inicio de ebullición (03/09/09).</i>	138
<i>Figura 7.50 Diagrama de Dühring: Ciclos de absorción (03/09/09).</i>	140
<i>Figura 7.51 Potencias diarias: generador, evaporador, condensador y absorbedor (03/09/09).</i>	141
<i>Figura 7.52 CEE térmico (03/09/09).</i>	142
<i>Figura 7.53 Rendimiento global (03/09/09).</i>	142
<i>Figura 7.54 Temperatura máxima diaria de salida del fluido de colectores y entrada al generador.</i>	144
<i>Figura 7.55 Temperatura de condensación y absorción frente a temperatura exterior de bulbo seco.</i>	145
<i>Figura 7.56 Temperatura salida agua evaporador frente a temperatura exterior de bulbo seco.</i>	146
<i>Figura 7.57 Potencia frigorífica frente a la temperatura exterior de bulbo seco.</i>	147
<i>Figura 7.58 CEE térmico frente a la temperatura exterior de bulbo seco.</i>	148
<i>Figura 8.1 Radiación solar sobre los colectores.</i>	152
<i>Figura 8.2 Temperatura de entrada del aire de enfriamiento.</i>	152
<i>Figura 8.3 Carga térmica.</i>	153
<i>Figura 8.4 Velocidad del viento.</i>	153
<i>Figura 8. 5 Instalaciones globales: con máquina comercial y con prototipo.</i>	154
<i>Figura 8.6 Temperatura de entrada y salida del fluido de colectores.</i>	155
<i>Figura 8.7 Potencia del fluido de los colectores.</i>	156
<i>Figura 8.8 Rendimiento de colectores.</i>	156
<i>Figura 8.9 Temperatura de entrada y salida del fluido del secundario al tanque.</i>	157
<i>Figura 8.10 Potencia transferida al tanque.</i>	157
<i>Figura 8.11 Relación entre potencia transferida al tanque y radiación solar incidente.</i>	158
<i>Figura 8.12 Radiación solar, umbral de energía solar y energía solar no aprovechada al final del día.</i>	158
<i>Figura 8.13 Rendimiento de la instalación solar.</i>	159
<i>Figura 8.14 Caudal del fluido caliente al generador.</i>	160
<i>Figura 8.15 Temperaturas de entrada y salida del fluido caliente en el generador.</i>	160
<i>Figura 8.16 Potencia en el generador.</i>	161

<i>Figura 8.17 Caudal de agua fría en el evaporador.....</i>	<i>162</i>
<i>Figura 8.18 Temperatura de entrada y salida del agua fría en el evaporador.</i>	<i>162</i>
<i>Figura 8.19 Capacidad frigorífica en el evaporador.</i>	<i>163</i>
<i>Figura 8.20 Caudal de aire y de agua en el sistema re-cooling y caudal de aire en el sistema directo.</i>	<i>164</i>
<i>Figura 8.21 Temperaturas de entrada y salida del agua y del aire en el aerotermo.</i>	<i>164</i>
<i>Figura 8.22 Temperaturas entada y salida aire enfriamiento, temperatura absorción y condensación.....</i>	<i>165</i>
<i>Figura 8.23 Potencia transferida al aire exterior.</i>	<i>166</i>
<i>Figura 8.24 CEE térmico.</i>	<i>166</i>
<i>Figura 8.25 CEE eléctrico.</i>	<i>167</i>
<i>Figura 8. 26 Temperatura de entrada y salida del aire del fancoil del laboratorio.</i>	<i>168</i>
<i>Figura 8.27 Rendimiento de la instalación global.</i>	<i>168</i>
<i>Figura I.1 (a) Estación Meteorológica Meteodata/hydrodata-3008CM (b) transductores.....</i>	<i>184</i>
<i>Figura I.2 (a) Caudalímetro ultrasónico Fluxus ADM6725 (b) transductores de flujo M2N.....</i>	<i>185</i>
<i>Figura I.3 Colector de Datos Membranovac modelo DM12.....</i>	<i>186</i>
<i>Figura I. 4 Colector de Datos DC 100.....</i>	<i>187</i>
<i>Figura I.5 Calibrador de sensores de temperatura.....</i>	<i>187</i>

Lista de Tablas

<i>Tabla 2. 1 Máquinas de absorción comercializadas de LiBr-H₂O de media y alta potencia.....</i>	<i>13</i>
<i>Tabla 2.2 Máquinas comerciales de absorción de simple efecto de pequeña potencia. Fuente: www.solarnext.eu.</i>	<i>15</i>
<i>Tabla 2.3 Patentes y prototipos relacionados con máquinas de absorción condensadas por aire.</i>	<i>16</i>
<i>Tabla 2.4. Equipos estandarizados de frío solar disponibles en el mercado europeo. Fuente: www.solarnext.eu.</i>	<i>19</i>
<i>Tabla 3.1 Prestaciones del producto (Rotartica 045v).....</i>	<i>32</i>
<i>Tabla 3.2. Capacidad frigorífica.</i>	<i>32</i>
<i>Tabla 4.1 Errores de precisión de los sensores utilizados.</i>	<i>52</i>
<i>Tabla 4.2 Tabla de Incertidumbres.</i>	<i>53</i>
<i>Tabla 5.1 Características del intercambiador de placas modelo IPT60.</i>	<i>64</i>
<i>Tabla 5.2. Características de los vasos de expansión.</i>	<i>67</i>
<i>Tabla 6.1 Demanda térmica y energías diarias.</i>	<i>94</i>
<i>Tabla 6.2 Tiempo de funcionamiento y energía primaria de equipos auxiliares ($\eta_{cen}=0,38$).....</i>	<i>96</i>
<i>Tabla 6.3 Tabla de incertidumbres.....</i>	<i>99</i>
<i>Tabla 7.1 Demanda térmica y energías diarias.</i>	<i>143</i>
<i>Tabla 7.2 Fracción solar, rendimientos y CEE medios del período.....</i>	<i>143</i>
<i>Tabla 7.3 Tiempo de funcionamiento y energía primaria de equipos auxiliares ($\eta_{cen}=0,38$).....</i>	<i>144</i>
<i>Tabla 7.4 Tabla de incertidumbres.....</i>	<i>148</i>

Agradecimientos

Alguien dijo alguna vez que tan importante de un viaje es el destino como las experiencias y personas que conoces por el camino. La realización de este trabajo ha sido como un viaje, que me deja muchas experiencias y recuerdos. Un viaje con muchas fotografías que quedan grabadas en el álbum de mi mente. Llega el momento de los agradecimientos, y cómo no, hay mucho que agradecer; y como si de una gala de entrega de premios se tratara... “My gratitude goes to...”

Marcelo Izquierdo Millán, mi director de tesis, investigador experto e infatigable de la tecnología de absorción. Agradezco mucho la posibilidad que me has dado de realizar una tesis experimental de estas características; es un privilegio poder trabajar con prototipos y poder comprobar *in situ* lo que nos cuentan los libros de termodinámica. Es algo que no tiene precio. Gracias por todas tus correcciones y explicaciones. Por toda la ayuda y por el tiempo dedicado.

Emilio Martín, apasionado de los prototipos y escudriñador de la ciencia. Gracias por tu trabajo, tu profesionalidad y tu trato familiar. Por todas esos comentarios, a pie de máquina, que sólo la veteranía es capaz de ofrecer. Debería haber un Emilio en cada laboratorio. Irreemplazable.

Arganda = verano; como la hija que estudia en la capital y vuelve al pueblo en vacaciones para ayudar en la hacienda familiar, esa era la sensación. Mi gratitud a los compañeros del grupo de “Ahorro de Energía y Reducción de Emisiones en Edificios” en el Laboratorio de Bombas de Calor del IETcc: Esther, por sus aportaciones sobre el absorbedor, David y Arturo, por su compañerismo, y mención especial para Dani (Hansel), por todo lo que hemos vivido, por las siempre motivantes conversaciones delante de una pizarra, por tus ánimos y por tu complicidad. De Arganda también mi gratitud a Luis y Domingo (Goisan), por su excelente trabajo de calderería y al Instituto de Automática Industrial (CSIC), con recuerdo especial para Elías (peregrino leonés).

Al Instituto de Ciencias de la Construcción Eduardo Torroja (CSIC), así como al Ministerio de Ciencia y Tecnología, por toda la ayuda ofrecida para poder llevar a cabo los proyectos en los que se ha desarrollado esta tesis.

A la Universidad Carlos III en general, y en particular al Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos, tanto profesores y técnicos como personal administrativo, por el buen trato que he recibido de todos ellos. La T08, mi segunda casa, tanto por el tiempo que he pasado dentro, como por lo bien que me he encontrado con los compañeros que han pasado por ahí: desde los que ya no están, Alejandro, hasta los esporádicos, Javi. Y cómo no, Rubén y Ciro, sois unos estupendos compañeros de despacho. Y mención especial para Ana (la maña) por todas las risas, ánimo y comprensión. También agradezco a Geydy, Mat y Rafa, la buena relación mantenida y el buen ambiente creado. Así como a Javi (de fluidos) por las motivantes friki-científico-conversaciones. Finalmente, mi agradecimiento al servicio de préstamo interbibliotecario, por su rapidez de entrega de artículos y libros.

A Wolfram Sparber, por permitir mi estancia en EURAC y darme la posibilidad de trabajar en sus instalaciones; y en general a todo el equipo del Departamento de Energías Renovables,

por su excelente trato durante mi estancia en Bolzano, especialmente a Juan Rodríguez, por su implicación para que pudiera realizar esa estancia.

Mis padres y hermanos, por su ayuda incondicional, por enseñarme las cosas importantes, esas que no se enseñan en escuelas ni facultades, pero que son esenciales para una persona y para una vida. Mis amigos, aire renovado para mi mente y oxígeno en mis pulmones. José, siempre mi ángel de la guarda, sobrevolando mis horas bajas.

A mi familia,
con un reciente nuevo miembro

A Marcelo y Emilio,
veteranos en la tecnología de absorción

Resumen

Las máquinas de absorción de LiBr-H₂O condensadas por aire aún no han tenido el desarrollo tecnológico ni comercial suficiente para reemplazar a las máquinas de absorción condensadas por agua, y mucho menos a las de compresión mecánica. Hasta donde la autora conoce, por el momento sólo ha salido al mercado una máquina de simple efecto condensada por aire que utiliza un sistema de enfriamiento indirecto, que denominaremos en adelante *sistema re-cooling*. Tampoco se tiene constancia experimental (sólo teórica) del beneficio del enfriamiento directo por aire del absorbedor y del condensador, en adelante *sistema directo*, respecto de un sistema re-cooling; ni se sabe que exista en el mercado alguna máquina de absorción de simple efecto de pequeña potencia y reducidas dimensiones que utilice el sistema directo y la energía solar como energía motriz.

Con esta tesis se pretende contribuir a la comercialización de una máquina de estas características para uso residencial.

La tesis se compone de nueve capítulos que se comentan brevemente a continuación.

El *capítulo 1*, es una introducción donde se explica el motivo por el que puede resultar de interés la utilización de máquinas de absorción de LiBr-H₂O condensadas por aire alimentadas con energía solar en el sector residencial.

En el *capítulo 2*, se realiza una breve descripción de la tecnología de absorción. Se presenta la situación del mercado actual, en el que se puede observar la desproporción existente entre el número de máquinas condensadas por agua y el número de máquinas condensadas por aire. También se hace constar el protagonismo que en los últimos años está adquiriendo el llamado “frío solar”, y cómo la combinación formada por los campos de colectores solares y las máquinas de absorción se va abriendo camino y ganando poco a poco mayor interés a nivel mundial.

En el *capítulo 3* se muestran las características de la única máquina de simple efecto de LiBr-H₂O condensada por aire con *sistema re-cooling* que ha salido al mercado, la Rotartica 045v.

En el *capítulo 4* se presentan los resultados experimentales obtenidos del ensayo de la máquina Rotartica 045v. El objetivo es, por un lado, probar su actuación con temperatura exterior de bulbo seco entre 30°C y 40°C, y por otro lado, a partir de los resultados obtenidos, diseñar un campo de colectores solares capaz de proporcionar la temperatura y el calor demandados por la máquina. En la experimentación, se utilizó como fuente de calor un tanque de aceite térmico calentado por resistencias eléctricas y un fancoil para climatizar el local.

En el *capítulo 5*, se describe la instalación solar que sirve de fuente de calor a las máquinas condensadas por aire de simple efecto de LiBr-H₂O. La instalación consta de tres circuitos, un intercambiador de calor de placas externo y un tanque de almacenamiento de calor con estratificación.

En el *capítulo 6*, se muestran los resultados experimentales obtenidos con la instalación formada por la instalación solar descrita en el capítulo 5, la máquina de absorción Rotartica 045v y el fancoil del local a climatizar. Se presentan temperaturas, potencias, rendimiento de

colectores, rendimiento de la instalación solar, CEE de la máquina y rendimiento de la instalación global para tres días característicos con temperatura exterior de bulbo seco máxima de 30°C, 35°C y 40°C, respectivamente. También se presentan resultados de un período estacional comprendido entre los meses de Junio y Septiembre.

En el *capítulo 7*, se describe un prototipo de máquina de absorción de LiBr-H₂O de simple efecto condensada por aire con *sistema directo* y absorbedor adiabático construido en el Laboratorio de Bombas de Calor de la Planta Experimental de Energía Solar del Consejo Superior de Investigaciones Científicas (CSIC). Se presentan resultados experimentales de la instalación formada por el campo de colectores descrito en el capítulo 5, el prototipo del CSIC y el fancoil del local a climatizar. Se han elegido dos días de ensayo en los que se muestra: temperaturas, potencias, rendimiento de colectores, rendimiento de la instalación solar, CEE de la máquina y rendimiento de la instalación global. También se muestra un resumen de resultados de 10 días de experimentación.

En el *capítulo 8*, se realiza la comparación, a partir de los resultados experimentales, de la máquina comercial con sistema re-cooling y del prototipo del CSIC con sistema directo desde el punto de vista de los fluidos exteriores. Se elige para esta comparación un día de trabajo con cada máquina, con temperatura exterior máxima alrededor de 37°C. En ambos casos se utiliza el campo solar como fuente de calor.

En el *capítulo 9* se muestran las conclusiones de la tesis y los trabajos futuros, como la optimización de los componentes del prototipo para su próxima incorporación al mercado o la divulgación de resultados obtenidos con el prototipo de simple-doble efecto.

Abstract

The air-cooled LiBr-H₂O absorption chillers have had neither enough technological nor commercial development to replace the water-cooled absorption chillers yet, and even less the mechanical compression ones. As far as the author knows, at the moment, only one air-cooled single effect chiller, with an indirect system, denominated from now on re-cooling system, has been commercialised. There is not either an experimental (only theoretical) evidence of the advantage of using a direct air-cooled system instead of an indirect one, and it is not known if in the market exists a single effect absorption chiller of small power and size with a direct air-cooled system and driven by solar energy.

With this Thesis, we are trying to contribute to the commercialisation, for a residential use, of a chiller of such characteristics.

The Thesis consists of nine chapters which are briefly commented next.

Chapter 1 is an introduction where it is explained the reason why it may turn out interesting the use of air-cooled LiBr-H₂O absorption chillers driven by solar energy in the residential sector.

In *Chapter 2*, a brief description of the absorption technology is carried out. The current market situation is displayed, where a disproportion between the amount of water-cooled machines and air-cooled ones can be observed. It is also remarkable the main role that the “solar cooling” is acquiring for the last years and the way in which the combination formed by the solar collector fields and the absorption chillers is finding a way and gaining little by little more interest at a world-wide level.

In *Chapter 3*, the characteristics of the only air-cooled LiBr-H₂O single effect absorption chiller with a re-cooling system which has gone out to the market, Rotartica 045v, are shown.

In *Chapter 4*, the experimental results obtained with Rotartica 045v are displayed. The objectives were, on the one hand, to test the chiller at outside dry bulb temperatures between 30°C and 40°C, and, on the other hand, to desing a solar collector filed able to provide the heat and temperature required by the machine. In the tests, a thermal oil tank heated by electrical resistances was used as the heat source.

In *Chapter 5*, the solar facility used as a heat resource is described. It consists of three loops, an external plate heat exchanger and a stratified storage tank.

In *Chapter 6*, the experimental results obtained with the facility formed by the solar facility described in Chapter 5, the Rotartica 045v absorption chiller and the fancoil are shown. They are presented: The temperatures, the heats, the solar field efficiency, the COP and the solar-cooling facility efficiency for three days with maximum outside dry bulb temperatures of 30°C, 35°C and 40°C, respectively. The results of a seasonal period between June and September are also displayed.

In *Chapter 7*, it is described a Prototype of a direct air-cooled LiBr-H₂O single effect absorption chiller with an adiabatic absorber, built at the Heat Pump Laboratory (CSIC).

Experimental results of the solar cooling facility formed by the collector field described in Chapter 5, the Prototype and the fancoil are displayed. The results related to: the temperatures, the heats, the COP, and the efficiencies for two days and for a ten-day experimentation period, are shown.

In Chapter 8, a comparison between the results obtained from the commercial absorption chiller with the re-cooling system and the results obtained from the prototype with the direct air-cooled system, from the point of view of the external fluids, is carried out. A day work with each machine has been selected for this comparison, with a maximum outside dry bulb temperature around 37°C. For both cases, the solar facility was used as the heat source.

In Chapter 9, the Thesis conclusions the future works are displayed, like the optimization of the prototype components for its next incorporation to the market, or the spreading of the experimental results obtained with the air-cooled single-double effect prototype.

Capítulo 1: Introducción

Contenido

1.1 Interés por el tema

1.2 Objetivos de la tesis

1.1 Interés por el tema

Existe una importante preocupación en la comunidad científica y en general en toda la población mundial por el suministro de energía y por el deterioro del medio ambiente.

1.1.1 Consumo de energía

La demanda mundial de petróleo aumenta en un promedio de un 1% anual, la de gas natural un 1,8% anual y la de carbón un 2% anual (World Energy Outlook, 2008).

En los países de la UE 27, en 2007, la dependencia energética, definida como la relación entre las importaciones netas y el consumo de energía bruta, fue el 53,1%. En España, esta dependencia fue el 79,5%. (Eurostat).

La producción eléctrica española en 2009 fue 300.572 GWh de los cuales el 58% fueron producidos en centrales térmicas con combustible fósil (UNESA).

Con el Plan de Energías Renovables (PER) 2005-2010, España ha tratado de reforzar la coordinación entre las energías renovables, la eficiencia energética y la lucha contra el cambio climático. Con este plan se ha tratado de mantener el compromiso de cubrir con fuentes de energía renovable al menos el 12% del consumo total de energía en 2010. En el 2008, las energías renovables han cubierto el 7,6% del consumo primario total (Ministerio de Industria, Turismo y Comercio).

1.1.2 Medio ambiente

Tanto la emisión de gases de efecto invernadero procedentes de la quema de combustible fósil para la generación eléctrica, como la emisión de refrigerantes halogenados existentes en los equipos de refrigeración y bombas de calor de compresión mecánica, contribuyen significativamente al calentamiento global, y ésta última, además, al deterioro de la capa de ozono (UNEP, 2006).

En 2006 las emisiones mundiales de CO₂ fueron de 29 billones de toneladas métricas (World Energy Outlook, 2008). La temperatura de la superficie del planeta ha aumentado aproximadamente 0,2°C por década en los últimos 30 años (Hansen et al., 2006) y se estima que aumentará entre 1,4-4,5K hasta el año 2100 (Climate Change, 2001). En 2006 científicos de la NASA y de NOAA obtuvieron medidas que indicaban la disminución del ozono

entre 13km y 21km por encima de la superficie de la Tierra (<http://ozonewatch.gsfc.nasa.gov>). En la figura 1.1(a) se puede observar la variación de temperatura desde el año 1892 hasta el 2003. En la figura 1.1(b) se muestra la disminución del espesor de la capa de ozono desde el año 1995 hasta el 2000.

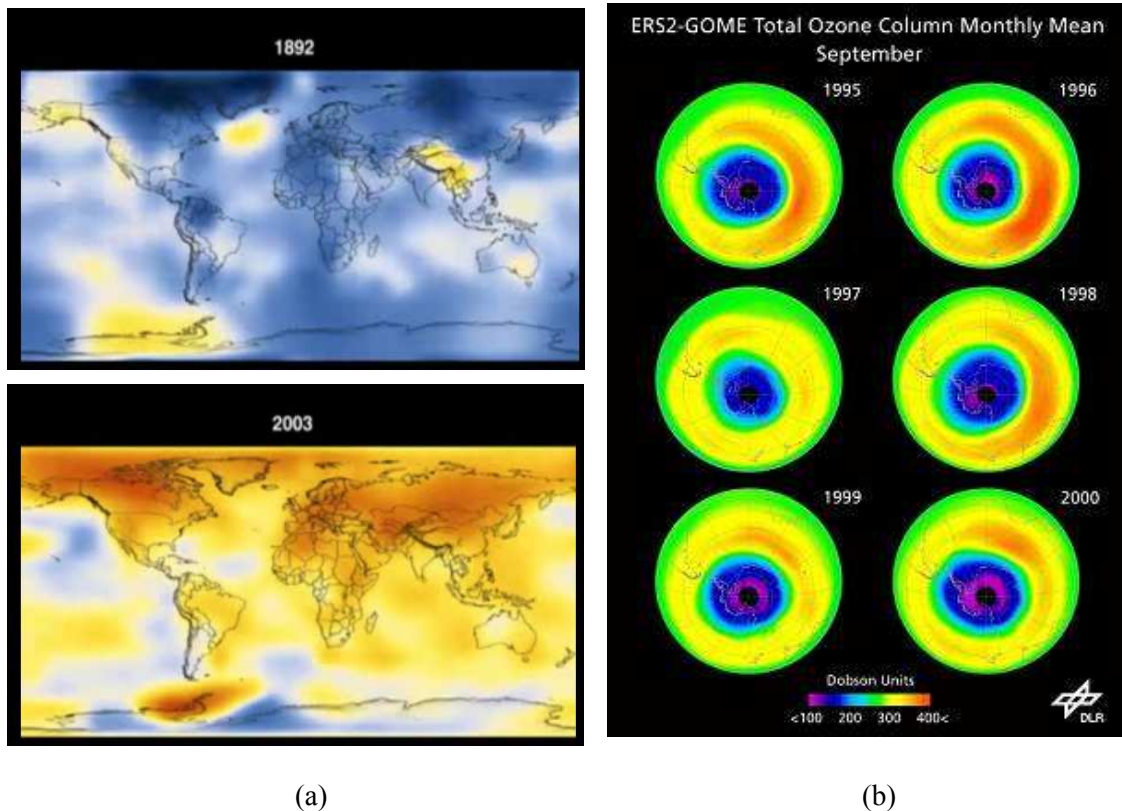


Figura 1.1 (a) Temperatura de La Tierra (1892-2003) y (b) Capa de ozono (1994-2000).

Durante más de 60 años el HCFC-22 ha sido el refrigerante más utilizado para sistemas de aire acondicionado. En 2005 se vendieron en Europa 62.126 unidades de aire acondicionado de compresión mecánica (con compresores con potencia inferior a 500kW). La cantidad de HCFC-22 en los equipos europeos ese año fue de 930.458 tm y las emisiones a la atmósfera de este gas fueron 163.000 tm (UNEP, 2006). Sin embargo, a pesar de sus buenas propiedades termofísicas, su efecto negativo sobre el medioambiente ha hecho que se tomen medidas para su sustitución.

El 21 de Septiembre de 2007 los 191 países involucrados en el protocolo de Montreal firmaron un acuerdo para acelerar la retirada de sustancias peligrosas para el ozono estratosférico incluyendo los refrigerantes HCFC usados en la industria HVAC. A partir de 2020 todos los refrigerantes HCFC serán retirados de equipos nuevos en los países desarrollados. El informe también recoge que hay sustitutos equivalentes técnicamente y viables económicamente para todos los equipos HVAC que usan HCFCs.

En España, el *Reglamento de Seguridad para Instalaciones Frigoríficas e Instrucciones Técnicas Complementarias* contempla la sustitución de los CFCs por los HFCs R422A R422D y R427A. Sin embargo, estos refrigerantes aunque no contienen cloro y a pesar de que su contribución al calentamiento global es un 25% inferior al de los refrigerantes que

actualmente se utilizan (R407C, R134a, R410A) siguen siendo potentes gases de efecto invernadero, con todo lo que eso supone.

El marco internacional de referencia para la lucha contra el Cambio Climático es la Convención Marco de las Naciones Unidas y su protocolo de Kioto. El objetivo del Protocolo de Kioto es conseguir reducir un 5,2% las emisiones de gases de efecto invernadero globales sobre los niveles de 1990 para el periodo 2008-2012. Para ello, contiene objetivos legalmente obligatorios para que los países industrializados reduzcan las emisiones de los 6 gases de efecto invernadero de origen humano como dióxido de carbono (CO₂), metano (CH₄) y óxido nitroso (N₂O), además de tres gases industriales fluorados: hidrofluorocarbonos (HFC), perfluorocarbonos (PFC) y hexafluoruro de azufre. Actualmente, se está elaborando el régimen climático que sucederá al vigente a partir de 2013.

El Protocolo establece tres Mecanismos de Flexibilidad para facilitar a los Países del Anexo I de la Convención (países desarrollados y con economías en transición de mercado) la consecución de sus objetivos de reducción y limitación de emisiones de gases de efecto invernadero. La Unión Europea se comprometió a reducir sus emisiones totales en el período mencionado en un 8% con respecto al año base. Cada país tiene un margen diferente en función de diversas variables económicas y medioambientales. En concreto, España se ha comprometido a no sobrepasar en más de un 15% sus emisiones en comparación con los niveles de 1990.

España, para intentar cumplir con su compromiso, elaboró el Plan Nacional de Asignación 2008-2012, en el que plantea como objetivo básico que las emisiones globales de gases de efecto invernadero no superen en más del 37% las del año base en promedio anual. Esta cifra total se pretende alcanzar a través de la suma del 15 % de incremento del objetivo Kioto (año base 1990), de un 2% adicional a través de la absorción por los sumideros y de la adecuación del equivalente a un 20% en créditos de carbono procedente de los mecanismos de flexibilidad del Protocolo de Kioto. En los años 2008 y 2009 ha habido un cambio de tendencia y reducción de emisiones con respecto a años anteriores. Las emisiones totales en 2009 fueron de 370,4 millones de toneladas de CO₂ equivalentes, lo que supone un incremento sobre el año base (1990) del 27,82% (CC.OO).

Dentro de los mecanismos de flexibilidad se encuentran las tecnologías y sectores asociados a la mitigación del cambio climático. Un sector de gran importancia para el futuro es el de la *eficiencia energética*, que según la Agencia Internacional de la Energía, supone el 67% de los proyectos y programas identificados con mayor potencial de reducción de emisiones del sector energético.

Para reducir el gasto de energía y las emisiones de CO₂, el Parlamento Europeo creó la directiva 2002/91/CE relativa a la eficiencia energética de los edificios. En este documento, en uno de sus puntos, se lee textualmente *“En los últimos años se ha observado un aumento del número de sistemas de aire acondicionado en los países europeos meridionales. Esto da lugar a problemas importantes en las horas de máxima sobrecarga, aumentando el coste de la electricidad y perturbando el balance energético de esos países. Debe darse prioridad a estrategias que mejoren el rendimiento térmico de los edificios durante el verano...”*.

1.1.3 Alternativa

Las *máquinas de absorción* utilizadas como enfriadoras son un ejemplo de tecnología encaminada a ayudar a mitigar tanto la dependencia de la electricidad, y en concreto la sobrecarga estival, como el problema medioambiental, ya que, por un lado, carecen de compresor mecánico, pudiéndose utilizar calor residual o energía solar como fuente motriz, y por otro lado, como fluido de trabajo, utilizan disoluciones que son inocuas para el medio ambiente ($\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$, $\text{LiBr-H}_2\text{O}$, entre otras).

Las máquinas de absorción de simple efecto trabajan con menor eficiencia, en términos de energía primaria, que las máquinas de compresión mecánica condensadas por aire (Izquierdo et al., 1997). Por tanto, estas máquinas no presentan una solución cuando son accionadas mediante combustibles comerciales. Sin embargo, sí presentan una alternativa cuando la fuente de calor es la energía solar. La refrigeración solar (o “frío solar” como se denomina coloquialmente) formado por colectores solares y máquinas de absorción ha progresado en los últimos años debido a los esfuerzos realizados para proteger el medio ambiente y los desarrollos relacionados con nuevos componentes y sistemas (Papadopoulos et al., 2003, Balaras et al., 2007).

Por otro lado, si las máquinas de absorción son condensadas por aire, es decir, si no utilizan torre de enfriamiento, se consigue: ahorrar agua, costes de mantenimiento y espacio para su ubicación, con lo que eso supone para el sector residencial, y se evita también el problema de la legionelosis. En contrapartida, se necesitará realizar un diseño especial para conseguir una mayor reducción de tamaño de los componentes.

Las máquinas de absorción condensadas por aire pueden ser de enfriamiento directo, si utilizan el aire directamente para enfriar el absorbedor y el condensador (*sistema directo*), o de enfriamiento indirecto, si para realizar este cometido utilizan, en serie, agua en circuito cerrado y aire atmosférico (*sistema re-cooling*).

Han sido varios los investigadores que han realizado trabajos con máquinas de absorción de $\text{LiBr-H}_2\text{O}$ condensadas por aire, como se verá en el capítulo 2 dedicado al estado del arte. Sin embargo, la autora desconoce de la existencia de resultados experimentales realizados con una máquina de absorción de simple efecto de pequeña potencia y pequeño tamaño de $\text{LiBr-H}_2\text{O}$ condensada directamente por aire.

Para concluir, las máquinas de absorción de simple efecto de $\text{LiBr-H}_2\text{O}$ condensadas por aire con sistema directo, alimentadas mediante energía solar, se presentan como una posible alternativa a las convencionales para el uso residencial. Reducir el tamaño de las máquinas, sin que por ello se vea afectada su eficiencia y funcionalidad, es uno de los objetivos de esta tecnología. Para conseguir esta reducción es necesario una mejora del diseño de sus componentes, principalmente, el absorbedor.

1.2 Objetivo de la tesis

El objetivo principal de la tesis es la comparación experimental del sistema re-cooling y el sistema directo. Para ello se ha utilizado una máquina comercial de $\text{LiBr-H}_2\text{O}$ de simple efecto con sistema re-cooling y un prototipo de máquina de absorción con sistema directo y

absorbedor adiabático desarrollado en el Instituto de Ciencias de la Construcción Eduardo Torroja (CSIC). Primero, la máquina comercial ha sido ensayada utilizando como fuente de calor aceite térmico calentado por resistencias eléctricas. Posteriormente se ha utilizado como fuente de calor para ambas máquinas un campo de colectores solares planos de vacío. La potencia nominal de enfriamiento de ambas es 4,5 kW y su tamaño es 1m³ aproximadamente. La climatización se realiza mediante fancoil.

Para cumplir con este objetivo, se han seguido los siguientes pasos.

- Describir la máquina comercial con sistema re-cooling. Ensayarla, utilizando como fuente de calor aceite térmico, para obtener temperaturas características de funcionamiento de los fluidos exteriores trabajando con temperatura exterior de bulbo seco entre 30°C y 40°C. La intención es, por un lado, evaluar el comportamiento de la máquina, y por otro lado, a partir de los parámetros de funcionamiento obtenidos, diseñar un campo de colectores capaz de abastecer la demanda de calor y temperatura del generador.
- Descripción de la instalación solar utilizada para alimentar las dos máquinas de absorción. Comprobar un valor de diseño de m² de colector/kW_{frio}.
- Durante un período estival, ensayar la máquina con sistema re-cooling alimentada por la instalación solar con el fin de climatizar un local y obtener resultados experimentales: temperaturas de operación, potencias, rendimiento de colectores, rendimiento de la instalación solar, CEE, rendimiento de la instalación de frío solar.
- Describir el prototipo del CSIC. Ensayar la instalación global funcionando con el prototipo para climatizar el mismo local. Obtener resultados experimentales: temperaturas de operación, potencias, rendimiento de colectores, rendimiento de la instalación solar, CEE del prototipo, rendimiento de la instalación global.
- Finalmente, comparar los resultados obtenidos con ambas máquinas y obtener conclusiones.

Capítulo 2: Estado del arte de la Tecnología Frigorífica de Absorción

Contenido

- 2.1 Descripción general
- 2.2 Clasificación de las máquinas de absorción
- 2.3 Mercado de las máquinas de absorción
- 2.4 Instalaciones de frío solar
- 2.5 Nomenclatura

2.1 Descripción general

El ciclo frigorífico de absorción se basa en el principio de condensación y evaporación de un refrigerante (fluido frigorígeno) para la producción de frío. El ciclo de absorción, al igual que el de compresión mecánica, se puede representar como la unión de una máquina directa de Carnot y una máquina inversa de Carnot. Es decir, desde el punto de vista termodinámico básico no hay diferencia entre el ciclo de absorción y el convencional. En la figura 2.1 se muestra el ciclo termodinámico básico de producción de frío.

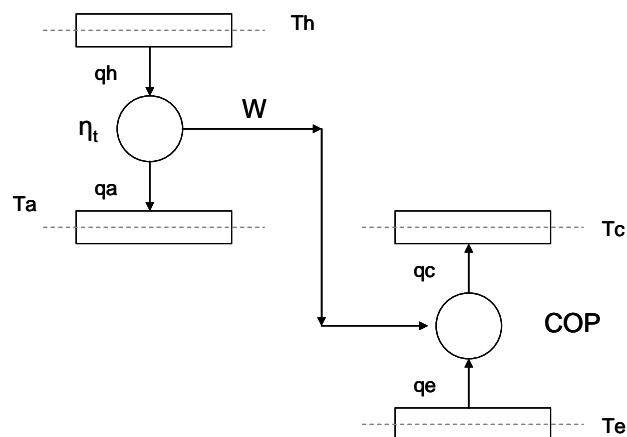


Figura 2.1 Esquema termodinámico básico de producción de frío.

La principal diferencia entre ambos es el proceso por el cual el fluido pasa de la zona de baja presión a la zona de alta presión. Otra diferencia radica en los fluidos de trabajo. En los ciclos de compresión mecánica se utilizan fluidos frigorígenos y en los ciclos de absorción se utilizan disoluciones formadas por un absorbente y un fluido frigorígeno. Se han estudiado

numerosos pares de trabajo (absorbente-refrigerante) para los ciclos de absorción a lo largo de los años, pero los más habituales son el par $\text{LiBr-H}_2\text{O}$ y $\text{H}_2\text{O-NH}_3$.

En el ciclo de compresión mecánica, el vapor refrigerante producido en el evaporador pasa a la zona de alta presión mediante la acción de un compresor. Una vez comprimido, entra en el condensador donde es condensado. Este compresor es accionado generalmente mediante electricidad (W_{comp}), figura 2.2 (a).

En los ciclos de absorción, el compresor de vapor es reemplazado por un “compresor térmico” formado por: un absorbedor, un generador, un recuperador de calor, una bomba de disolución, y una válvula de estrangulamiento. El vapor refrigerante producido en el evaporador es absorbido por una disolución en el absorbedor. Esta disolución, ahora rica en refrigerante, o diluida, es bombeada a la zona de alta presión mediante una bomba y entra al generador. En el generador, como consecuencia del aporte de calor exterior, la disolución hierve y el refrigerante sale en estado de vapor sobrecalentado. La disolución sale con mayor concentración en sal y retorna de nuevo al absorbedor. Para aumentar la eficiencia del ciclo, es habitual utilizar un recuperador de calor para precalentar la disolución diluida que sale del absorbedor con la disolución concentrada que sale del generador, figura 2.2 (b). Con el recuperador, además, se consigue que la disolución procedente del generador entre al absorbedor a una temperatura más baja, con lo que se favorece la absorción de vapor refrigerante.

Mientras que la energía de entrada en el ciclo de compresión es suministrada por el trabajo mecánico del compresor gracias al suministro de electricidad, la energía de entrada en el ciclo de absorción es en forma de calor suministrada al generador. El calor se libera en el condensador y en el absorbedor. La energía eléctrica necesaria para la bomba de la disolución, no es comparable a la energía eléctrica que requiere el compresor mecánico, por lo que el consumo eléctrico de las máquinas de absorción se considera menor frente al de las máquinas de compresión mecánica.

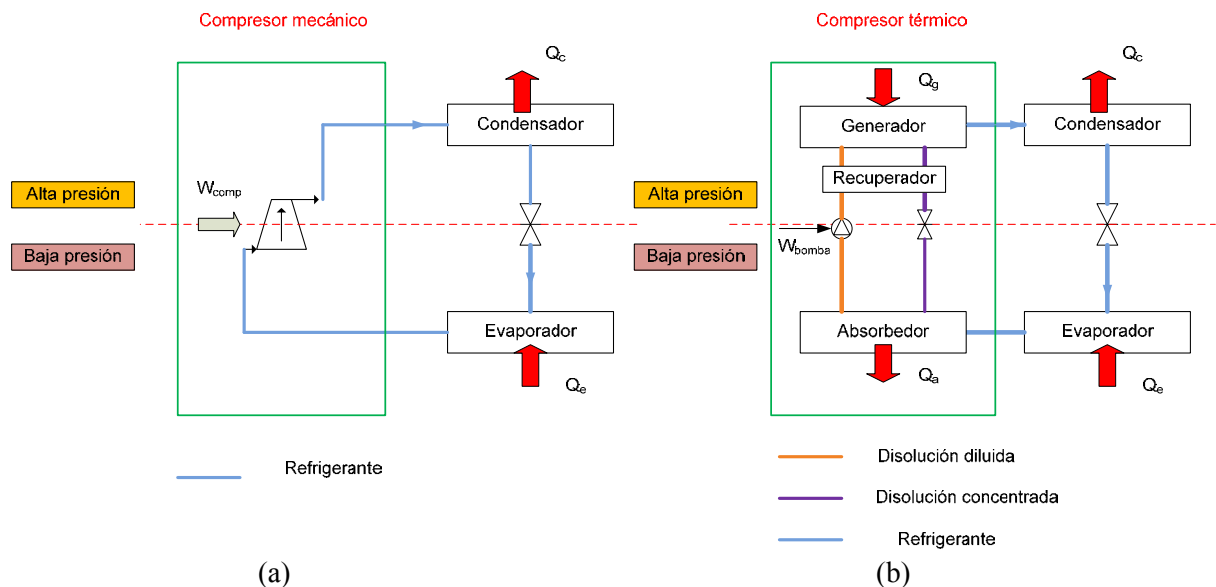


Figura 2.2 (a) Ciclo básico de compresión mecánica y (b) Ciclo básico de absorción.

El CEE térmico de las máquinas de compresión mecánica y de absorción se define según las ecuaciones (2.1) y (2.2) respectivamente.

$$CEE_{(mecánica)} = \frac{Q_e}{W_{comp} + W_{aux}} \quad (2.1)$$

$$CEE_{(absorción)} = \frac{Q_e}{Q_g} \quad (2.2)$$

Donde W_{aux} hace referencia a la potencia eléctrica de los equipos auxiliares. Si se tiene en cuenta la electricidad utilizada por las máquinas de absorción y si se escribe en términos de energía primaria, el CEE_{elec} de las máquinas de compresión mecánica viene dado por la ecuación (2.3) y el de las de absorción por la ecuación (2.4), donde η_{cen} es el rendimiento de conversión de energía primaria a energía eléctrica.

$$CEE_{elec(mecánica)} = \frac{Q_e}{\frac{W_{comp} + W_{aux}}{\eta_{cen}}} \quad (2.3)$$

$$CEE_{elec(absorción)} = \frac{Q_e}{Q_g + \frac{W_{aux}}{\eta_{cen}}} \quad (2.4)$$

2.2 Clasificación de las máquinas de absorción

Existen distintas tipologías de máquinas de absorción. La clasificación se puede realizar atendiendo a: modo de climatización, fuente de energía, capacidad, fluidos de trabajo, número de efectos y etapas, modo de condensación.

- **Modo de climatización:** Las máquinas de absorción además de utilizarse para producir frío, se pueden utilizar para obtener calor funcionando bien como *bombas de calor* o como *transformadores de calor* (bombas de calor de tipo II, Herold et al., 1996).

- **Fuente de energía:** La fuente de calor que alimenta la máquina de absorción puede tener diferente origen y distintos niveles de temperatura. Puede ser agua caliente procedente de colectores solares, calderas de biomasa, o procesos industriales con excedentes de agua caliente. Se puede obtener de gas natural, o de gases licuados del petróleo contenidos en depósitos. De procesos industriales con excedentes de vapor de agua o agua sobrecalentada, y también de gases de escape procedentes de motores, o procesos industriales. Por otro lado, dependiendo de si existe o no un intercambiador de calor entre la fuente y el generador, el modo de alimentación se dice que es indirecto y directo respectivamente.

- **Capacidad:** Si la capacidad frigorífica de la máquina es inferior a 30kW se consideran máquinas de pequeña potencia. Si se encuentran entre 30kW y 100kW, son máquinas de mediana potencia, y superiores a 100kW se consideran máquinas de alta potencia.

- **Fluido de trabajo:** En los ciclos de absorción se utilizan disoluciones como fluido de trabajo. Estas disoluciones habitualmente están compuestas por dos componentes. Uno de los componentes actúa como absorbente y otro como refrigerante. Para realizar una buena elección del fluido de trabajo, hay que tener en cuenta las propiedades termodinámicas de los componentes y de la mezcla. Herold et al. (1996) las resumen en su libro de la siguiente manera: para el refrigerante; alto calor latente, presión de vapor moderada, baja temperatura de congelación y baja viscosidad. Para el absorbente: baja presión de vapor y baja viscosidad. Para la mezcla: no llegar a solidificarse, baja toxicidad y alta afinidad entre refrigerante y absorbente. Los pares absorbente-refrigerante más utilizados en la tecnología de absorción son LiBr-H₂O y H₂O-NH₃, aunque también podemos encontrar otras mezclas (LiCl-H₂O, LiNO₃-NH₃, NH₃-NaSCN, etc). El diseño y optimización de los ciclos de absorción requiere de una formulación eficiente de las propiedades termodinámicas de los fluidos de trabajo. Se

puede encontrar en la literatura distintas formulaciones para la obtención de las propiedades termodinámicas de la disolución LiBr-H₂O: Patterson y Pérez Blanco (1988), Feurecker et al., (1993), Herold et al., (1997), Chua et al., (2000). Sin embargo, la formulación más comúnmente utilizada para el cálculo de ciclos con LiBr-H₂O es la dada por Mc Neely (1979). Esta formulación es válida para un rango de temperaturas entre 15 °C y 166 °C.

- **Número de efectos y etapas:** El número de efectos hace referencia al número de intercambiadores que se utiliza para generar vapor refrigerante. Si la máquina es de simple efecto, sólo tiene un generador, si es de doble efecto, tiene dos generadores, y así sucesivamente. Por otro lado, el número de etapas hace referencia a la cantidad de absorbedores que tiene. Si la máquina es de simple etapa, significa que sólo tiene un absorbedor, si es de doble etapa, tiene dos absorbedores, etc. En la figura 2.3, (Wang y Zheng 2009) se muestra el CEE en función de la temperatura de entrada al generador para máquinas de efecto mitad, de un efecto y de dos efectos.

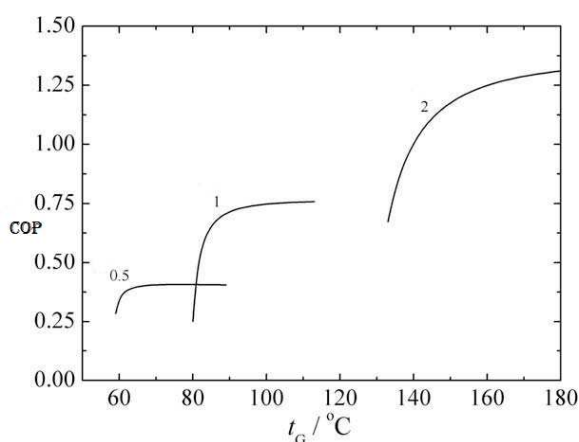


Figura 2.3 CEE en función de temperatura de alimentación al generador ($t_e=5^\circ\text{C}$, $t_a=37^\circ\text{C}$, $t_c=42^\circ\text{C}$, $\eta_{\text{rec}} = 0,6$).

Wang y Zheng (2009) demostraron que el rango de temperaturas de entrada al generador entre 110°C y 140°C puede ser cubierto con un ciclo de 1,5 efectos con un CEE igual a 1 para las condiciones mostradas en el pie de la figura 2.3.

Si se desea conseguir un CEE superior al de las máquinas de doble efecto, se debe añadir un tercer efecto, lo que supondría aumentar el nivel de temperatura requerido en el nuevo generador. Los ciclos de simple efecto operan con temperaturas máximas en torno a 100°C, los de doble efecto con temperaturas de hasta 165°C. Los ciclos de triple efecto pueden llegar hasta 230°C. Las elevadas temperaturas alcanzadas en estos ciclos requieren retos importantes desde el punto de vista de las soluciones de trabajo, los materiales de construcción, componentes, etc.

- **Modo de condensación:** El modo de condensación depende del fluido utilizado para la transferencia del calor de absorción y de condensación al exterior. Las máquinas se dividen en condensadas por aire y condensadas por agua.

Agua: En los sistemas condensados por agua, se utiliza un circuito abierto de agua de enfriamiento y el calor absorbido por este fluido a su paso por el condensador y absorbedor es transferido al ambiente exterior en una torre de enfriamiento. En la torre, el agua de enfriamiento es pulverizada y transfiere calor sensible y fundamentalmente latente al aire atmosférico. La temperatura del agua disminuye hasta una temperatura próxima a

la temperatura de bulbo húmedo, t_{bh} . La diferencia entre la temperatura de salida del agua de la torre y la t_{bh} es lo que se define como acercamiento de la torre. Este acercamiento es característico de cada torre y depende de la humedad del lugar en el que esté instalada. Para una t_{ebs} dada, se podrá enfriar más el agua en la torre cuanto más seco sea el clima. La temperatura de condensación, t_c , será la suma de t_{bh} , el acercamiento de la torre, el aumento de temperatura del agua a su paso por el condensador y absorbedor, y la diferencia entre t_c y la temperatura de entrada del agua a la torre de enfriamiento procedente del condensador.

El inconveniente de los sistemas condensados por agua reside en las torres de enfriamiento, ya que suponen un problema de ubicación en el sector residencial, una fuente de consumo de agua y gasto en mantenimiento. Además, presentan el inconveniente de la aparición frecuente en ellas de la bacteria *Legionella*.

Aire: Estos sistemas pueden ser indirectos o directos. En los indirectos, la suma del calor de absorción y condensación se transfiere primero a un circuito cerrado de agua y posteriormente, este calor se transfiere al aire del ambiente exterior. En los directos, el calor se transfiere directamente al aire atmosférico. Con los sistemas condensados por aire, se eliminan los problemas derivados de la torre de refrigeración. Sin embargo, se presentan otras preocupaciones que han de ser tenidas en consideración, como el aumento del área de intercambio necesaria en los intercambiadores y las elevadas temperaturas de absorción y condensación que se alcanzan cuando la máquina opera en lugares con temperatura exterior extrema (Oh et al. 1993). Este aumento de temperatura tiene dos consecuencias importantes:

- Un aumento de t_c hace que el ciclo de la disolución se desplace hacia niveles más elevados de concentración de sal, aumentando, por un lado, el peligro de cristalización de la sal y requiriendo, por otro lado, mayor nivel de t_{eg} .
- Un aumento de t_a hace que se dificulte el proceso de absorción de refrigerante por parte de la disolución concentrada procedente del generador. Si la absorción no se completa, Q_e quedará reducida y t_{se} será más elevada.

En la literatura se pueden encontrar trabajos de investigación relacionados con el estudio y mejora de los sistemas condensados por aire y el intento de evitar el problema de la cristalización. Esos avances han sido fundamentalmente encaminadas a:

- *La mejora de la transferencia de calor y de masa:* Tongu et al., (1993), Medrano et al., (2002), Miller y Pérez Blanco (1993), Ryan et al., (1993), Arzoz et al., (2005), Wang et al., (2007), Palacios et al., (2009), Palacios et al., (2009), Acosta et al., (2009), Marcos (2008), Lorton et al., (2000), De Vuono et al., (1992).
- *La utilización de distintos fluidos de trabajo y uso de inhibidores:* Foley et al., (2000), Löf (1993), Okano et al., (1993), Park et al., (1997), Kim et al., (1999).
- *La modificación del ciclo termodinámico:* Kim e Infante Ferreira (2009), Sawada et al., (1993), Sasaki et al., (2004).
- *La implementación de los sistemas de control:* De Vuono (1992), Liao et al., (2007).

2.3 *Mercado de las máquinas de absorción*

El origen del mercado de las máquinas de absorción se remonta a 1845, cuando Edmund Carre diseñó y vendió una máquina de agua-ácido sulfúrico para enfriar bebidas. Posteriormente, en 1851, Ferdinand Carre diseñó la primera máquina de absorción de agua-amoniaco con éxito comercial. La patente fue publicada en 1860 y la máquina fue producida en diferentes países, abriéndose camino en los Estados Confederados durante la Guerra Civil estadounidense.

En la década de 1940, las compañías más importantes de HVAC de los EE.UU comenzaron a comercializar maquinas de simple efecto de $\text{LiBr-H}_2\text{O}$ de más de 350kW. La compañía Carrier, vendió su primera unidad de 530kW en 1945, y en 1957 vendió su unidad número 1.000. La compañía York Internacional vendió sus primeras unidades en 1960. En 1967 York diseñó y construyó un prototipo de enfriadora para la marina estadounidense. En 1969 se produjo un pico en las ventas cuando alrededor de 1000 unidades fueron vendidas para uso doméstico, lo que supuso un 20% del total de enfriadoras vendidas.

A finales de la década de 1960, en EE.UU comienza el interés por las máquinas de absorción de alta eficiencia. Carrier y Trane, cada una de forma independiente, construyeron una máquina de doble efecto con fuente de calor indirecta entre 1970-1971. Trane la comercializó a finales de 1972 y un año más tarde realizaba pruebas de laboratorio con una máquina de doble efecto de llama directa. Sin embargo, con la llegada de la crisis del petróleo y la especulación de la escasez de gas natural, las máquinas de doble efecto de llama directa no se llegaron a comercializar. En los ochenta el mercado de máquinas de absorción disminuyó hasta ser un 3% del mercado total de enfriadoras de Norte América.

En Japón, la empresa Kawasaki Thermal Engineering (KTE) fabricó en 1964 una máquina de doble efecto con fuente de calor indirecta. En los años 60, Japón producía 500 unidades anuales. Yazaki comenzó a fabricar enfriadoras-calderas de pequeño tamaño en la década de 1970. En 1975 las ventas de máquinas de absorción en Japón superaron a las de compresión mecánica por primera vez y a mediados de los ochenta las unidades de $\text{LiBr-H}_2\text{O}$ alcanzaban CEEs en torno a 1,2. En los noventa, los principales fabricantes norteamericanos de HVAC se asociaron con compañías japonesas para importar máquinas de doble efecto. En la figura 2.4 se puede observar una comparativa de venta de máquinas de absorción a lo largo de los años en Japón y en EE.UU. Mientras que en el año 1967 las ventas estaban igualadas, aproximadamente 30 años después, en EE.UU se vendía un 10% de lo que se vendía en Japón.

Las máquinas de absorción se encuentran disponibles actualmente en el mercado en un amplio rango de capacidades. Todas ellas están alimentadas con agua caliente, vapor o gases de combustión. A pesar de la distinta tipología de máquinas de absorción mencionada, la finalidad de la gran mayoría es la de producir agua fría para el acondicionamiento de locales.

2.3 Mercado de las máquinas de absorción

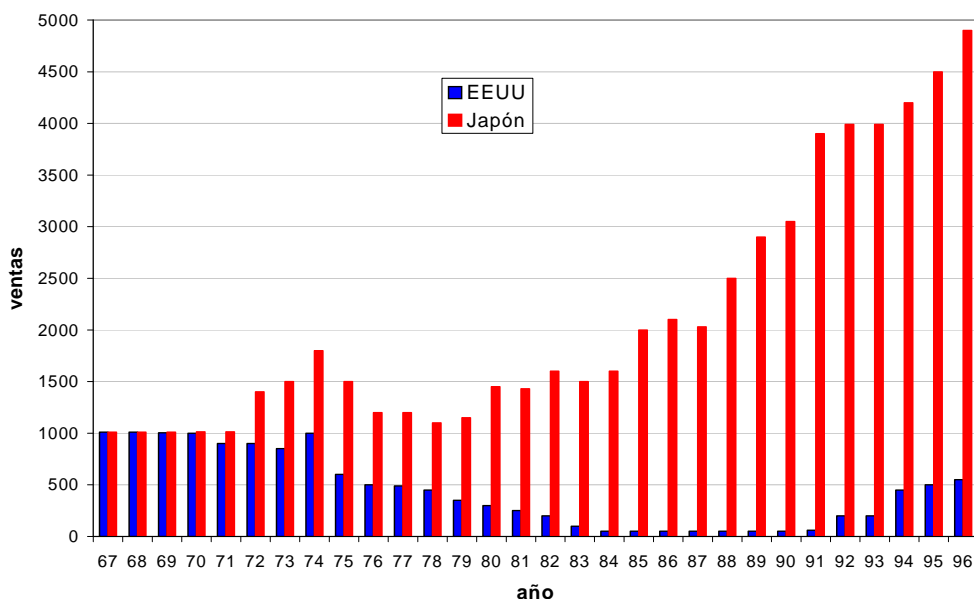


Figura 2.4 Evolución de las ventas en EE.UU y Japón (1967-1996).

Media y alta potencia

En la tabla 2.1 se puede ver un breve resumen de las máquinas comercializadas de media y alta potencia. Todas ellas utilizan el par LiBr-H₂O y son condensadas por agua. En España, los distribuidores son: Carrier, York, Broad, Trane, Yazaki y Thermax.

Tabla 2. 1 Máquinas de absorción comercializadas de LiBr-H₂O de media y alta potencia.

Carrier Corporation (USA)	• Llama directa, doble efecto, enfriadora/bomba de calor, 475-3.500 kW
	• vapor, doble efecto, enfriadora, 350-6.000 kW
	• vapor, agua caliente, simple efecto, 350-2.400 kW
Trane (USA)	• Llama directa, doble efecto, Enfriadora/bomba de calor 350-4000 kW
	• Llama directa, doble efecto, enfriadora, 300-4.000kW
	• Vapor, doble efecto, enfriadora 1400-4.000 kW
	• Vapor y agua caliente, simple efecto, enfriadora, 350-6.000 kW
York (USA)	• Llama directa, doble efecto, enfriadora/bomba de calor , 400-5.500 kW
	• Vapor, doble efecto, enfriadora, 900-5500kW
	• Agua caliente, simple efecto, enfriadora, 400-5.000kW
Yazaki (Japón)	• Llama directa, doble efecto, enfriadora/bomba de calor, 105-352kW
	• Agua caliente, simple efecto (35-105kW)
Sanyo (Japón)	• Llama directa, doble efecto, enfriadoras, bomba de calor (350-5.250 kW)
	• Vapor, doble efecto, enfriadoras (350-5.250 kW)
	• Agua caliente, simple efecto, enfriadoras (105-1838 kW)

Ebara Corporation (Japón)	• Llama directa, doble efecto, enfriadora (300-2.000kW)
	• Simple efecto, enfriadora (300-5.000kW)
	• Bajo nivel térmico, enfriadoras 100-900kW
Hitachi (Japón)	• Vapor, doble efecto, enfriadoras (400-6.000kW))
	• Llama directa, doble efecto, enfriadora/caldera (70 – 5.000 kW)
	• Vapor, simple efecto, enfriadoras (100-5000kW)
Thermax (India)	• Llama directa, doble efecto, enfriadora/caldera, (352-2.710 kW)
	• Vapor, doble efecto, enfriadoras (352-4.928 kW)
	• Vapor y agua caliente, simple efecto, enfriadoras (300-6.000kW)
Entropie (Francia/Alemania)	• Llama indirecta, doble efecto, enfriadoras (300-6.000kW)
	• Agua caliente, simple efecto, enfriadoras (300-6.000kW)
	• Doble efecto, bomba de calor, (300-6.000kW)
LG (Corea)	• Fuego directo, doble efecto, enfriadoras/calderas (350-1.750kW)
	• Vapor, doble efecto, enfriadoras (350-1.750 kW)
	• Agua caliente, simple efecto, enfriadora
	• (100-3.300kW)
Kyung Won Century (Corea)	• Llama directa, doble efecto, enfriadora /caldera (350-5.200kW)
	• Vapor y agua caliente, simple efecto, enfriadoras (280,5.200 kW)
Broad (China)	• Llama directa, doble efecto, enfriadora/caldera (174-23.260 kW)
	• Llama indirecta (vapor, agua caliente), doble efecto, enfriadora/caldera (174 – 23.260 kW)
	• Llama indirecta (vapor, agua caliente), simple efecto, enfriadora/caldera (174-23.000kW)
	• Refrigeración, calefacción y sistemas de potencia (CHP), (70-1.1630 kW)
	• Aire acondicionado (refrigeración, calefacción y agua caliente) (70kW y 115kW)

Una de las máquinas más utilizadas en la climatización solar es la WFC SC 10 (35kW) de la marca Yazaki, que es de simple efecto condensada por agua.

Pequeña potencia

En la tabla 2.2 se muestran las características de algunas máquinas que han salido al mercado con par de trabajo LiBr-H₂O.

2.3 Mercado de las máquinas de absorción

Tabla 2.2 Máquinas comerciales de absorción de simple efecto de pequeña potencia. Fuente: www.solarnext.eu.

Marca (País)	CEE	Q_e (kW)	t_g (°C)	t_e (°C)	t_c (°C)	W_{aux} (kW)	Dimensiones (WxDxH) (m x m x m)	Modo Condens
EAW (Alemania)	0,75	15	90/80	11/17	30/36	0,3	1,75x0,82x 1,75	Agua torre
Sonnenklima (Alemania)	0,77	10	75/65	15/18	27/35	0,12	1,13x0,8x 1,76	Agua torre
Yazaki (Japón)	0,7	17,6	88/83	7/12.5	31/35	0,072	0,6x0,8x 1,94	Agua torre
Rotartica (España)	0,67	4,5	90/85	13/10	30/35	1,2	1,09x0,76x 1,15	Re- cooling

La figura 2.5 muestra imágenes de dos máquinas de la tabla 2.2.



(a)



(b)

Figura 2.5. Máquinas de absorción comerciales de pequeña potencia: (a) EAW (Alemania) y (b) Sonnenklima (Alemania).

En cuanto a otros fluidos de trabajo, la firma sueca Climatewell lanzó al mercado una máquina de absorción modular condensada por agua de LiCl-H₂O de 10 kW de potencia con tres modos de operación: carga, calefacción y refrigeración (Figura 2.6a). Por otro lado, desde finales de 2006 la compañía alemana SolarNext comenzó a distribuir una máquina de amoníaco-agua de 10kW condensada por agua (Figura 2.6b). La marca Robur fabrica desde hace años máquinas de simple efecto de amoníaco-agua condensadas por aire de llama directa de 10 a 17,4kW.



(a)



(b)

Figura 2.6 Máquinas de absorción comerciales de pequeña potencia: (a) Climatewell (Suecia) y (b) SolarNext (Alemania).

Asdrubali et al. 2008, a partir de información facilitada por los fabricantes compararon las máquinas de absorción de pequeña potencia: EAW, Sonnenklima, Yazaki (17,5kW), Rotartica 045v y Climatewell. Para $t_{eg}=85^{\circ}\text{C}$, $t_{se}=9^{\circ}\text{C}$ y entrada del agua de enfriamiento de 30°C , el CEE, considerando el consumo de energía eléctrica, fue 0,64, 0,59, 0,52 y 0,53 respectivamente y la capacidad nominal por volumen total de la máquina fue $6,4 \text{ kW/m}^3$, $8,1 \text{ kW/m}^3$, $9,9 \text{ kW/m}^3$, $8,1 \text{ kW/m}^3$ y $4,8 \text{ kW/m}^3$ respectivamente. En el estudio se observa que para $t_{se}=11^{\circ}\text{C}$ y $t_{eg}=85^{\circ}\text{C}$ todas las máquinas muestran una disminución importante de su capacidad frigorífica por volumen total, y del CEE cuando la temperatura de entrada del agua de enfriamiento supera los 35°C , especialmente la Rotartica 045v y la Climatewell.

Hasta la fecha, tan sólo se conoce la existencia de dos máquinas de absorción comerciales de LiBr-H₂O condensadas por aire: La Yazaki ACH-8 de doble efecto y 35 kW, y la Rotartica 045v de simple efecto de 4,5 kW. De la Yazaki ACH-8 se sabe que nominalmente tiene un CEE de 0,85 sin contar el consumo eléctrico, que con $t_{ebs}=40^{\circ}\text{C}$ su Q_e disminuye al 67% de su capacidad nominal y que para $t_{ebs}>43^{\circ}\text{C}$ no puede trabajar (Tongu et al., 1993).

Sin embargo, el interés por comercializar máquinas de absorción condensadas por aire se ha mantenido presente. En la tabla 2.3 se muestran algunas patentes realizadas hasta la fecha con máquinas de absorción condensadas por aire.

Tabla 2.3 Patentes y prototipos relacionados con máquinas de absorción condensadas por aire.

	Inventores	País	Título	Innovación	año
12-08670	Sanyo Electric Co. Ltd	Japón	Air cooled type absorption refrigerating machine	Absorbedores múltiples	1989
13-10273	Sanyo Electric Co. Ltd	Japón	Air-cooled double effect absorption refrigerating machine	Aumento de área de intercambio de calor en absorbedor	1989
06-235559	Tokio Gas Co. Ltd	Japón	Method and apparatus for controlling operation of air conditioning plant using absorption type refrigerator	Recipiente de refrigerante para controlar su flujo en función de la temperatura ambiente	1994
06-265235	Yazaki Corp	Japón	Absorption refrigeration machine	Método para diluir la disolución concentrada y evitar la cristalización	1994
11-257796	Daikin Ind. Ltd	Japón	Air-cooled Absorber	Intercambiador de calor	1999
2000-319646	Yazaki Corp.	Japón	Absorbing solution for absorption refrigerating machine and absorption refrigerating machine	Química	2000
2004-108731	Rinnai Corp	Japón	Hybrid air-conditioner	Ciclo de compresión de vapor para eliminar el calor del absorbedor	2004

	Izquierdo M.	España	Máquina de absorción de LiBr-H ₂ O de simple efecto	Condensación directa por aire con absorbedor adiabático de láminas	2009
	Izquierdo M. y Martín E.	España	Máquina de absorción de LiBr-H ₂ O de doble efecto	Condensación directa por aire con absorbedor adiabático de láminas	2009
	Izquierdo M. Martín E. y Palacios E.	España Japón EEUU	Absorber and absorber-evaporator assembly for absorption machines	Absorbador adiabático de laminas planas	2009

Marcos (2008), en su tesis doctoral, presenta resultados obtenidos con un prototipo de máquina de absorción de doble efecto de LiBr-H₂O condensada directamente por aire, de 7kW y 1 m³ de volumen. Se consigue enfriar un tanque de 1.000 litros de agua desde una temperatura inicial de 26,5°C hasta una temperatura de 10,5 °C con una temperatura exterior de 37,5°C. Para una temperatura exterior de 40°C la temperatura de salida del agua fría fue de 13,5°C y el CEE, referido a energía primaria, fue 0,7.

La autora no tiene constancia de que exista en el mercado alguna maquina de absorción de simple efecto de pequeña potencia enfriada directamente por aire.

2.4 Instalaciones de frío solar

En 2006 la demanda total de calor de media y baja temperatura ($t < 250^{\circ}\text{C}$) en España fue 258 TWh, es decir un 23% de la demanda total. De los 258 TWh, un 11% corresponde a la utilización del calor para aire acondicionado en el sector servicios (8,6%) y residencial (2,4%). La aplicación más extendida de la utilización de energía solar como fuente de alimentación de máquinas enfriadoras es para aplicaciones de media y gran escala en el sector servicios (oficinas, hoteles, etc) y en la industria (Weiss y Biermayr, 2009).

En febrero de 2006, el Parlamento Europeo aprobó un informe en el que se marcaba la necesidad de incentivos para aumentar el consumo de energías renovables para la calefacción y la refrigeración. El informe sugiere doblar la proporción de energía renovable utilizada para la calefacción y la refrigeración al 20% en 2020. La existencia de un marco normativo posibilitaría la ampliación del mercado del frío solar.

La gran ventaja de las instalaciones de frío solar es la coincidencia de la demanda de frío con la disponibilidad de radiación solar (época estival). Los principales problemas están relacionados con la dependencia de las variables medioambientales, como la temperatura exterior, la radiación solar y la velocidad del viento, así como con el alto coste inicial.

En la figura 2.4 se muestra un esquema genérico de una instalación solar de climatización. En él se pueden distinguir los componentes principales: colectores solares y sistema auxiliar, tanque de almacenamiento de calor, máquina de producción de frío, tanque de

almacenamiento de frío, sistemas de distribución de frío y calor, y sistemas convencionales auxiliares.

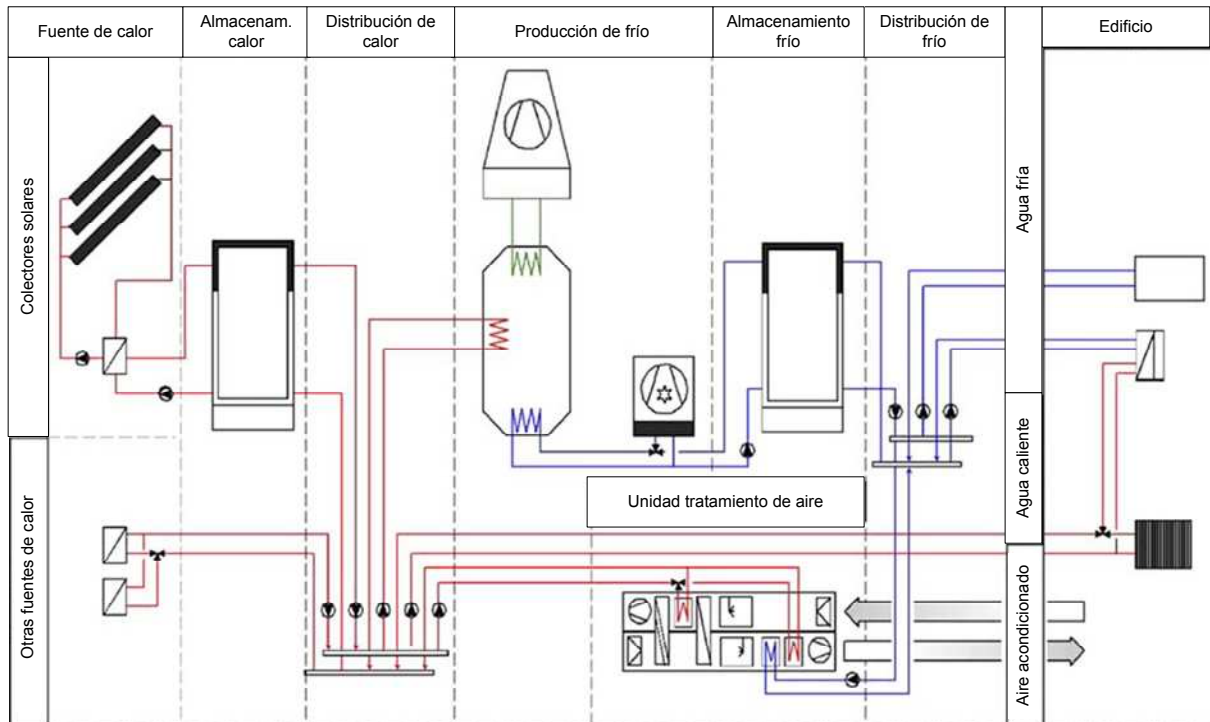


Figura 2.4 Esquema de instalación solar de climatización (fuente: Balaras et al., 2007).

La aplicación comercial de la energía solar para refrigeración es reciente. En 2002, se inició el proyecto SACE (Solar Air Conditioning in Europe), fue llevado a cabo por grupos de investigación de cinco países y apoyado por la Comisión Europea. Los objetivos principales eran: realizar un estado del arte de los sistemas de refrigeración inofensivos para el medio ambiente; evaluar la utilización de energía solar como fuente de energía para sistemas de producción de frío; y estimar el futuro del frío solar en Europa. En el artículo publicado por Balaras et al. (2007) se muestran los resultados de este proyecto. Una de las conclusiones obtenidas fue que el frío solar puede suponer un ahorro del 40-50% de energía primaria, particularmente en el Sur de Europa y en las zonas mediterráneas, lo que supondría, en el mejor de los casos, un ahorro de 0,07€/kWh.

En el 2006, la Agencia Internacional de la Energía (IEA), dentro del Programa de Calefacción y Refrigeración Solar (SHC Programe) creado en 1977, inició el proyecto de colaboración internacional Task 38 “Solar Air-Conditioning and Refrigeration”. En ella participan 52 empresas e institutos de investigación de 11 países. Entre sus participantes se encuentra el grupo de “Ahorro de Energía y Reducción de Emisiones en Edificios” en el que participa personal del Consejo Superior de Investigaciones Científicas (CSIC), de la Universidad Carlos III de Madrid, de la Universidad Nacional de Educación a Distancia y de la Universidad Politécnica de Madrid. El principal objetivo es la implementación de medidas para la introducción rápida en el mercado del frío solar realizando mejoras en los componentes y sistemas.

Durante los últimos años se han seguido realizando proyectos de investigación con la intención de facilitar y aumentar la presencia en el mercado de las instalaciones de frío solar. Un ejemplo ha sido el proyecto Europeo SolarCombi+, cuya finalidad ha sido proveer a la

industria de un paquete con distintas configuraciones estandarizadas de sistemas solares térmicos para la producción de frío, calefacción y agua caliente. Las aplicaciones han sido dirigidas al uso residencial y edificios de oficinas con una demanda de frío inferior a 20kW. Otro ejemplo ha sido el proyecto PolySMART, parcialmente financiado por la Comisión Europea. Comenzó en 2006 y ha durado cuatro años. Su objetivo ha sido promover y facilitar la penetración en el mercado de sistemas térmicos solares de pequeña potencia orientados a la producción de frío, calor y electricidad, realizando estudios económicos y medioambientales. Por otro lado, para potenciar desde el punto de vista mediático la tecnología de frío solar de mediana y pequeña capacidad y con el fin de estandarizar los sistemas para su mejor introducción en el mercado, se formó en Marzo de 2009 la asociación “Green Chiller”, en la que forman parte empresas e institutos de investigación alemanes y fabricantes de máquinas de absorción.

En 2006, alrededor de 70 de las instalaciones solares térmicas europeas eran usadas para refrigeración. La mayoría de ellos en Alemania y España. Del total, el 59% corresponde a sistemas con máquinas de absorción, un 11 % a sistemas con máquinas de adsorción y un 23% son sistemas desecantes (Henning, 2007). Sparber et al. 2007 estimaron una Q_e total en torno a 9 MW y un A_{col} total de aproximadamente 23.720 m².

Recientemente, unas pocas compañías se han establecido en el mercado como proveedores de frío solar. El paquete que ofrecen suele incluir los colectores solares, el tanque de almacenamiento de calor, las bombas, la máquina de absorción y el sistema de disipación de calor. La pionera en el mercado de pequeña potencia (hasta 30kW de capacidad de enfriamiento) ha sido la empresa alemana Solarnext. En la tabla 2.4 se muestran las compañías que ofrecen equipos estandarizados de frío solar para el mercado europeo. Las mostradas en la tabla 2.4 sólo hacen referencia a equipos con máquinas de absorción LiBr-H₂O.

Tabla 2.4. Equipos estandarizados de frío solar disponibles en el mercado europeo. Fuente: www.solarnext.eu.

<i>Compañía</i>	A_{col} (m ²)	Tanque agua caliente (l)	Máquina absorción	Q_e nominal (kW)	tanque agua fría (l)	Sistema disipación
Solarnext AG, <i>Alemania</i>	78	4.300	chillii WFC 18	17,5	1.000	torre
Shüco International kG, <i>Alemania</i>	48	2.000	LB 15	15	1.000	torre
	96	4.000	LB 30	30	1.500	torre
Solution Solartechnik GmbH, <i>Austria</i>	221	10.000	EAW SE 50	54	4.000	torre
SK Sonnenklima GmbH, <i>Alemania</i>	30 - 40	1.000	Suninverse 10	10	*	torre

* depende de la aplicación.

Se puede observar en la tabla 2.4 que el A_{col} que ofrecen las compañías por kW de frío producido para el mercado europeo se sitúa entorno a los 3-4,5 m²/kW de frío. Henning (2004), a partir de información facilitada por instalaciones reales, con distintas aplicaciones y

colectores, concluye que el área específica de colector para sistemas de absorción se sitúa en $2,5 \text{ m}^2/\text{kW}$ de frío. Eicker y Pietruschka (2009) realizaron trabajos de simulación numérica y obtuvieron que para alcanzar el 80% de la fracción solar en Madrid se requiere un área de apertura de $3 \text{ m}^2/\text{kW}$ de frío si el generador opera a $t_{\text{eg}} = 80^\circ\text{C}$.

Por otro lado, la refrigeración solar, aún no puede competir económicamente con los sistemas convencionales de aire acondicionado debido a que el coste anual del sistema solar es superior al convencional de compresión mecánica (Henning, 2004 y Balaras et al., 2007). El frío solar es una aplicación que requiere inversiones costosas. Sin embargo, si la instalación se diseña para ser utilizada tanto en verano como en invierno para la producción de calefacción y agua caliente, los costes se reducen (Weiss y Biermayr, 2009).

Kim e Infante Ferreira (2008) en un artículo sobre el estado del arte de la refrigeración solar presentan un resumen de las diferentes tecnologías disponibles en este campo y realizan evaluaciones económicas. El coste de una máquina de absorción de doble efecto asciende a 300 €/kW de frío y el de una de simple efecto a 400 €/kW de frío (Peritsch, 2006). Por otro lado, el coste de colectores de vacío que alcancen temperaturas de 150°C puede llegar a 550 €/m^2 y el de colectores planos con temperaturas de 90°C a 250 €/m^2 (Collector Catalogue, 2004). Por su parte, si se pretende adquirir el sistema de frío solar completo, las empresas suministradoras ofrecían en 2008 precios comprendidos entre 2.900 y 4.500 €/kW de frío.

En la literatura se puede encontrar resultados experimentales con instalaciones de frío solar con máquinas de absorción de $\text{LiBr-H}_2\text{O}$ condensadas por agua. A continuación se muestran algunos ejemplos:

Li y Sumathy, en 2001, para una instalación de frío solar localizada en Hong Kong con una máquina de absorción condensada por agua de $4,7 \text{ kW}$, utilizaron un campo de colectores solares planos de 38 m^2 de área de apertura total, es decir, $8,1 \text{ m}^2/\text{kW}$ de frío. Se obtuvo un rendimiento medio de la instalación de frío solar, para un período de ensayo entre Junio y Octubre de 1999, de $0,07$.

Syed et al. (2005) realizaron en Leganés, Madrid, durante 20 días estivales, el estudio de una máquina de absorción de simple efecto condensada por agua de 35 kW utilizando como fuente de calor el agua procedente de 50 m^2 de colectores solares planos. Los CEE instantáneo, medio diario y medio del período de ensayo fueron $0,6$, $0,42$ y $0,34$ respectivamente. Concluyeron que esta tecnología es más eficiente en climas calientes y secos con alta variación entre la humedad relativa y la t_{ebs} . El área de colectores por unidad de potencia frigorífica fue $6,7 \text{ m}^2/\text{kW}$. El rendimiento medio de la instalación de frío solar para 20 días de ensayo fue $0,09$.

Safarik et al. (2007) mostraron resultados de la monitorización de una máquina de absorción de $\text{LiBr-H}_2\text{O}$ de 15 kW condensada por agua. La fuente de calor utilizada fue un campo de colectores solares de tubo de vacío. Se obtuvo un CEE medio del período de ensayo de $0,69$.

Hamza et al. (2008) presentaron los resultados obtenidos durante cinco años de funcionamiento de una instalación de frío solar con una máquina de absorción de 35 kW en Alemania. Se utilizaron colectores de tubo de vacío con un área útil de 72 m^2 , un tanque de almacenamiento de agua caliente de $6,8 \text{ m}^3$, un tanque de almacenamiento de agua fría de $1,5 \text{ m}^3$ y una torre de enfriamiento de 134 kW . El recinto a refrigerar era de 270 m^2 . A partir de los resultados, obtuvieron un área específica de colectores de $4,23 \text{ m}^2/\text{kW}$ de frío. La fracción solar media de todo el período fue el 60%. El rendimiento medio de los colectores para el

período fue 28,3%. En cuanto a ejemplos de sistemas de frío solar con máquinas de absorción condensadas por aire con LiBr-H₂O, Izquierdo et al. (2004) compararon el funcionamiento de una máquina de doble etapa con otra de simple etapa, ambas condensadas por aire. La fuente de alimentación era agua caliente procedente de colectores solares planos. Se puede alimentar una máquina de doble etapa con colectores solares planos hasta $t_c=53^\circ\text{C}$ sin problemas de cristalización. La máquina de simple etapa no puede utilizarse con colectores solares planos con $t_c>40^\circ\text{C}$ ya que se necesitan t_{eg} muy altas (105°C) y ocurre la cristalización.

Kim e Infante Ferreira (2009) presentan los resultados de simulación de dos máquinas de efecto mitad de LiBr-H₂O condensadas por aire, una de ellas de forma directa y la otra con sistema re-cooling. Los intercambiadores con cambio de fase se modelaron considerando la transferencia simultánea de calor y masa. Obtuvieron que para $t_{ebs}=35^\circ\text{C}$ y $t_{eg}=90^\circ\text{C}$, la máquina de enfriamiento directo era capaz de enfriar el agua en el evaporador hasta $5,7^\circ\text{C}$, y obtener un $\text{CEE}=0,38$. La que utilizaba re-cooling, enfriaba el agua hasta $7,8^\circ\text{C}$ y el $\text{CEE}=0,36$. Para $t_{ebs}=50^\circ\text{C}$, el CEE y la Q_e de la máquina enfriada directamente con aire disminuía un 20% y un 62,5%, respectivamente, con respecto al valor obtenido cuando t_{ebs} era 35°C . En la máquina con re-cooling, la disminución del CEE y de Q_e fue un 25% y un 64,4%, respectivamente.

2.5 Nomenclatura

A	área, m ²
CEE	coeficiente de eficiencia energética
Q	potencia calorífica, kW
t	temperatura, °C
W	potencia eléctrica, kW

subíndices

a	absorbedor
aux	auxiliar
bh	bulbo húmedo
bs	bulbo seco
c	condensación
cen	central térmica
col	colector
comp	compresión
e	evaporador
ebs	exterior de bulbo seco
eg	entrada al generador
elec	eléctrico
g	generador
rec	recuperador
se	salida del evaporador
t	térmico

griegas

η	rendimiento
--------	-------------

Capítulo 3: Máquina de absorción de LiBr-H₂O condensada por aire con sistema re-cooling

Contenido

- 3.1 *Introducción*
 - 3.2 *Máquina de absorción*
 - 3.3 *Conclusiones*
 - 3.4 *Nomenclatura*
-

3.1 *Introducción*

Se presenta una máquina comercial de LiBr-H₂O condensada por aire de pequeña potencia que utiliza el sistema re-cooling. Se representan gráficas con las variaciones de temperatura que experimentan los fluidos en el absorbedor, condensador y en el aerotermo. Se muestran las especificaciones técnicas de la máquina.

3.2 *Máquina de absorción*

Hasta la fecha, la única máquina de absorción de simple efecto condensada por aire con sistema re-cooling que ha llegado al mercado de la climatización ha sido la Rotartica 045v. Se trata de una enfriadora aire-agua de 4,5 kW de capacidad que utiliza el par LiBr-H₂O como fluido de trabajo (Figura 3.1).



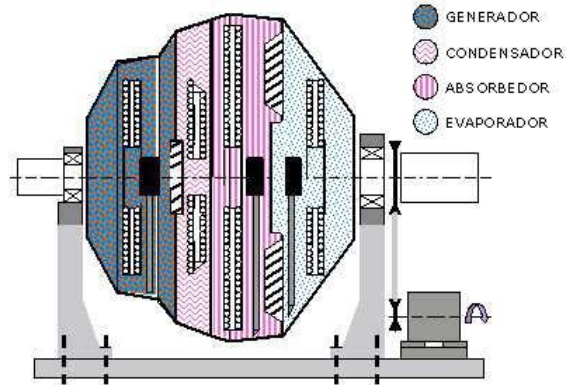
Figura 3.1. Rotartica 045v.

Ocupa un volumen aproximado de 1m³, y utiliza la tecnología de absorción rotativa desarrollada por Interrotex en la década de 1990. Esta tecnología consiste en introducir en un tambor sellado herméticamente el generador, el absorbedor, el evaporador y el condensador, es decir, los componentes donde se producen cambios de estado de los fluidos de trabajo. Este

tambor, se hace girar mediante un motor, con la intención de aumentar la transferencia de calor y masa en sus componentes. En la figura 3.2 (a) se puede ver una imagen del tambor y en la figura 3.2 (b) la distribución de los componentes dentro del tambor.



(a)



(b)

Figura 3.2. (a) Tambor giratorio (b) Posición intercambiadores dentro del tambor giratorio (fuente:Rotartica).

La máquina comenzó a comercializarse en el año 2005 y, fundamentalmente, está orientada a viviendas unifamiliares y edificios de oficinas.

3.2.1 Sistema re-cooling

La máquina utiliza el sistema re-cooling para la disipación de calor. Este sistema consiste en transferir al aire exterior el calor de absorción y condensación utilizando un sistema de transferencia de calor en serie. Se compone de un aerotermo (intercambiador de calor de tubos aletado y ventilador), un circuito cerrado de agua y una bomba. Primero, el caudal de agua de enfriamiento es bombeado hacia el absorbedor y condensador donde recibe la potencia de absorción (Q_a), y condensación (Q_c), aumentando su temperatura, y posteriormente este agua transfiere la suma de las dos potencias al aire exterior en un aerotermo (Figura 3.3).

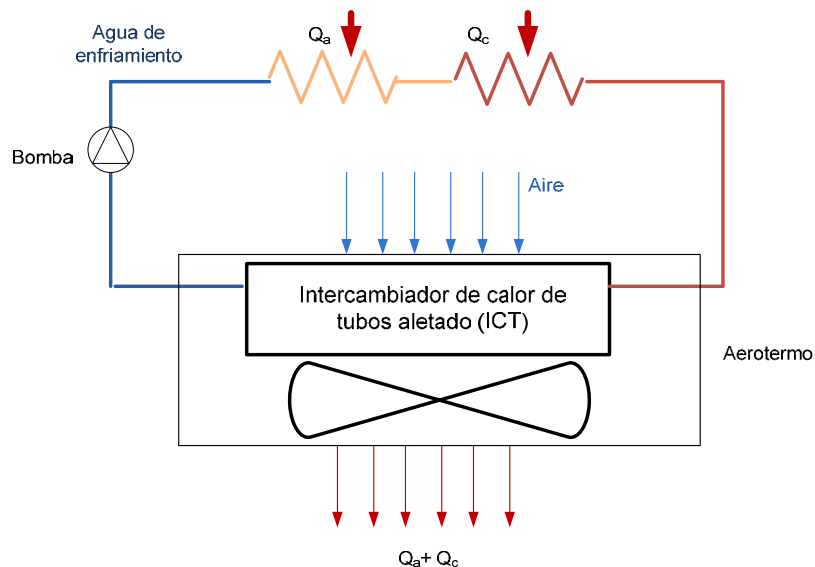


Figura 3.3. Esquema del sistema re-cooling.

3.2 Máquina de absorción

En la figura 3.4 se muestra una imagen del aerotermo instalado en la máquina.



Figura 3.4. Aerotermo.

3.2.2 Fluidos

Fluidos exteriores

La máquina utiliza tres circuitos hidráulicos: caliente, frío y enfriamiento del absorbedor-condensador. También utiliza aire del ambiente exterior.

■ *Circuito caliente:*

La función de este circuito es la de alimentar el generador con una potencia térmica a una temperatura suficiente como para hacer funcionar la máquina. Según las especificaciones del fabricante, la temperatura de entrada al generador, t_{eg} , ha de ser igual o superior a 80°C y no superar 105°C , para evitar la cristalización de la sal. En cuanto al caudal, se especifica que debe ser superior a $0,6 \text{ m}^3/\text{h}$. El circuito posee una válvula de tres vías como medida de seguridad y carece de bomba de impulsión de serie. En la figura 3.5 se destaca este circuito en color rojo.

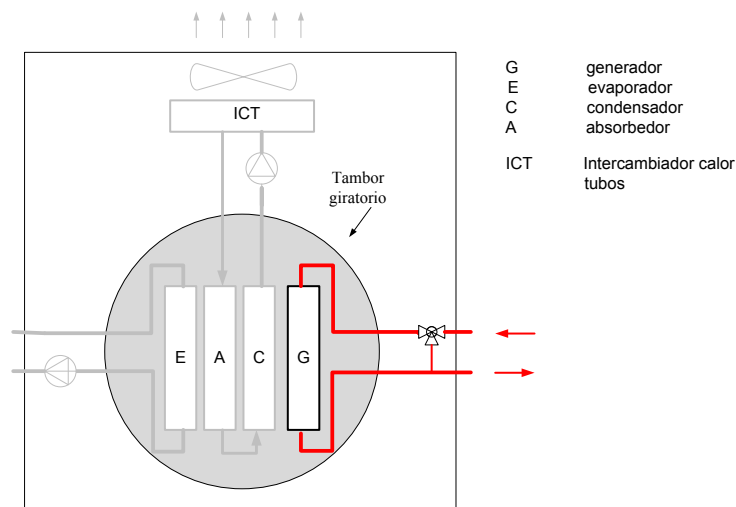


Figura 3.5. Esquema del circuito caliente.

▪ *Circuito frío:*

Proporciona el efecto útil de la enfriadora. Mediante una bomba que incorpora la máquina, se hace circular agua por el evaporador, donde es enfriada y posteriormente impulsada al local que se pretende climatizar. El fabricante especifica un caudal mínimo de 1,2 m³/h. En la figura 3.6 se destaca este circuito en color azul.

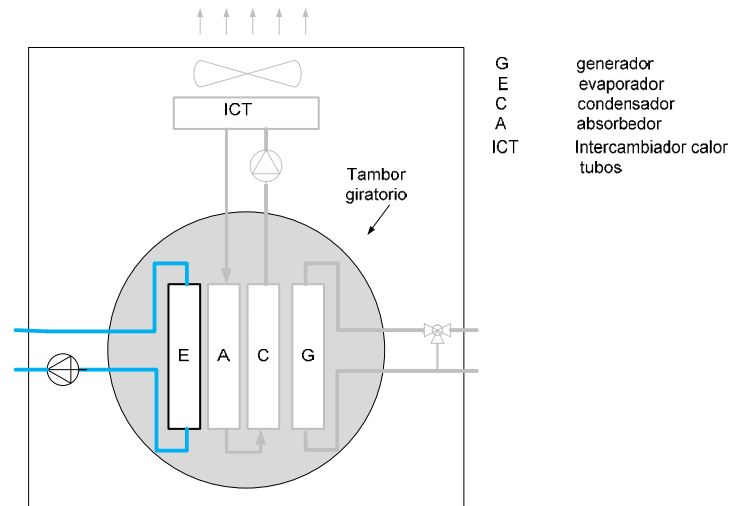


Figura 3.6. Esquema del circuito frío.

▪ *Circuito de agua de enfriamiento:*

Su función es recibir el calor de absorción y condensación y transferirlo al aire exterior en el aerotermo. El agua se impulsa mediante una bomba que incorpora la máquina. El fabricante indica 1,8m³/h como caudal mínimo para su funcionamiento. En la figura 3.7 se destaca este circuito en color verde.

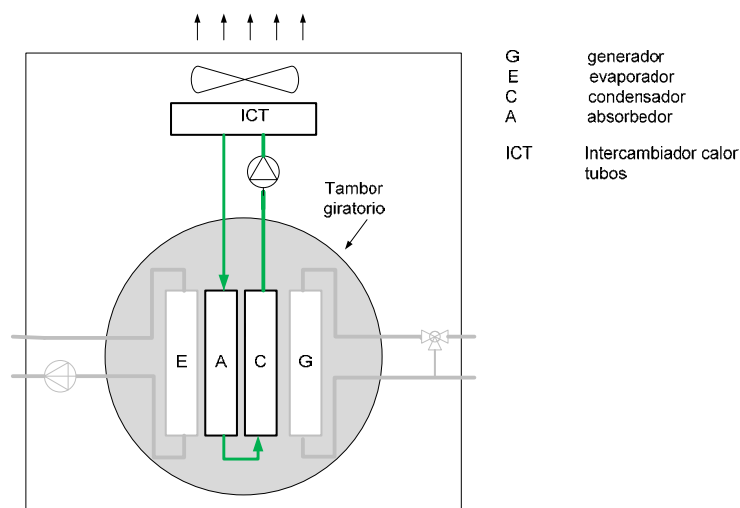


Figura 3.7. Esquema del circuito de enfriamiento absorbedor-condensador.

■ *Aire exterior:*

Mediante un ventilador se hace circular aire exterior en flujo cruzado a través del aerotermo, donde recibe el calor de absorción y condensación por parte del agua del circuito de enfriamiento.

Los circuitos hidráulicos se mantienen a una presión entre 2bar y 3bar para evitar problemas de cavitación y garantizar el correcto funcionamiento de las bombas de impulsión. En la figura 3.8 se pueden ver las conexiones hidráulicas de los circuitos caliente y frío. También se puede ver un desagüe de sobrepresión.

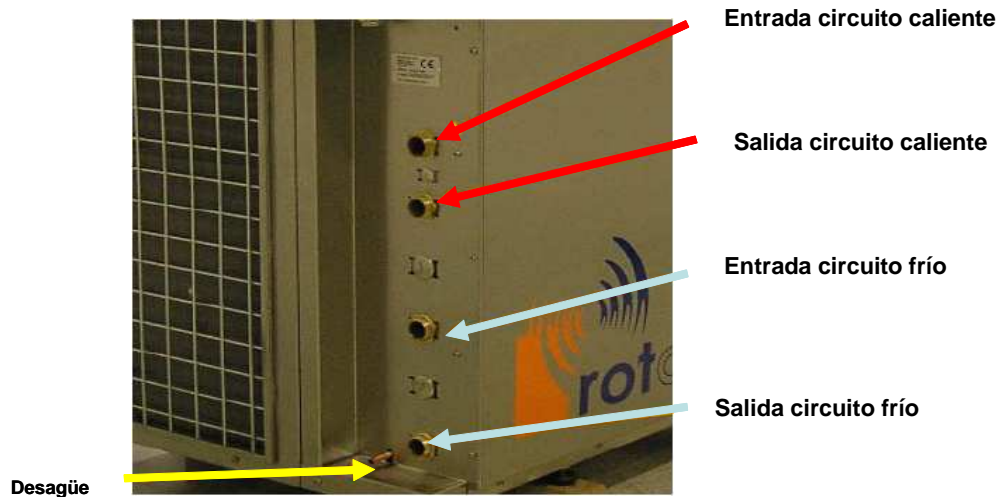


Figura 3.8. Conexiones hidráulicas: circuitos caliente y frío (fuente:Rotartica).

Para extraer el aire de los circuitos hidráulicos, la máquina cuenta con purgadores en los tres lazos. En la figura 3.9 se muestran los purgadores del intercambiador de calor de tubos aleteado (ICT).

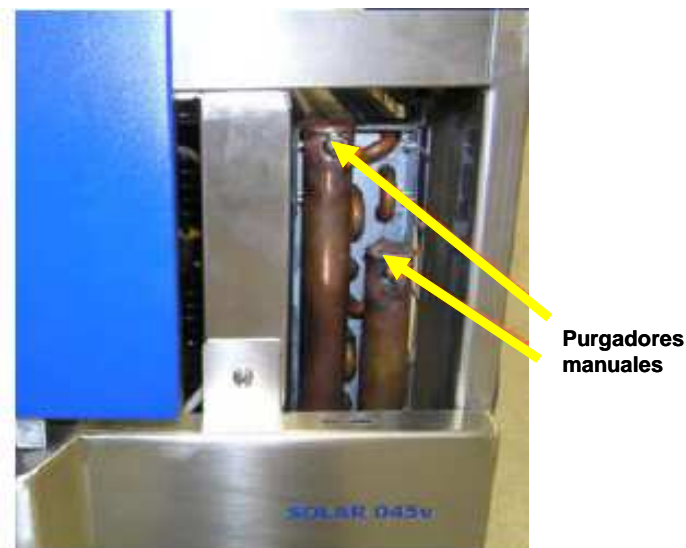


Figura 3.9. Purgadores manuales del intercambiador de tubos aleteado (fuente:Rotartica).

Fluidos interiores

Utiliza una disolución de LiBr-H₂O sin aditivos.

3.2.3 Ciclo de absorción

El estudio de la transferencia de calor y masa en un sistema rotativo sale fuera del alcance de este trabajo. Se ofrece como referencia al lector interesado en la absorción rotativa los artículos publicados por Branson et al. (1995), Ramshaw y Winnington (1989) y Gilchrist et al. (2002).

En esencia, esta máquina realiza los mismos procesos que cualquier otra máquina de absorción, y que a continuación se exponen brevemente. En la figura 3.10 se muestra un esquema simplificado. Se ha considerado que el agua de enfriamiento circula en serie enfriando en primer lugar el absorbedor (Gilchrist et al., (2002)).

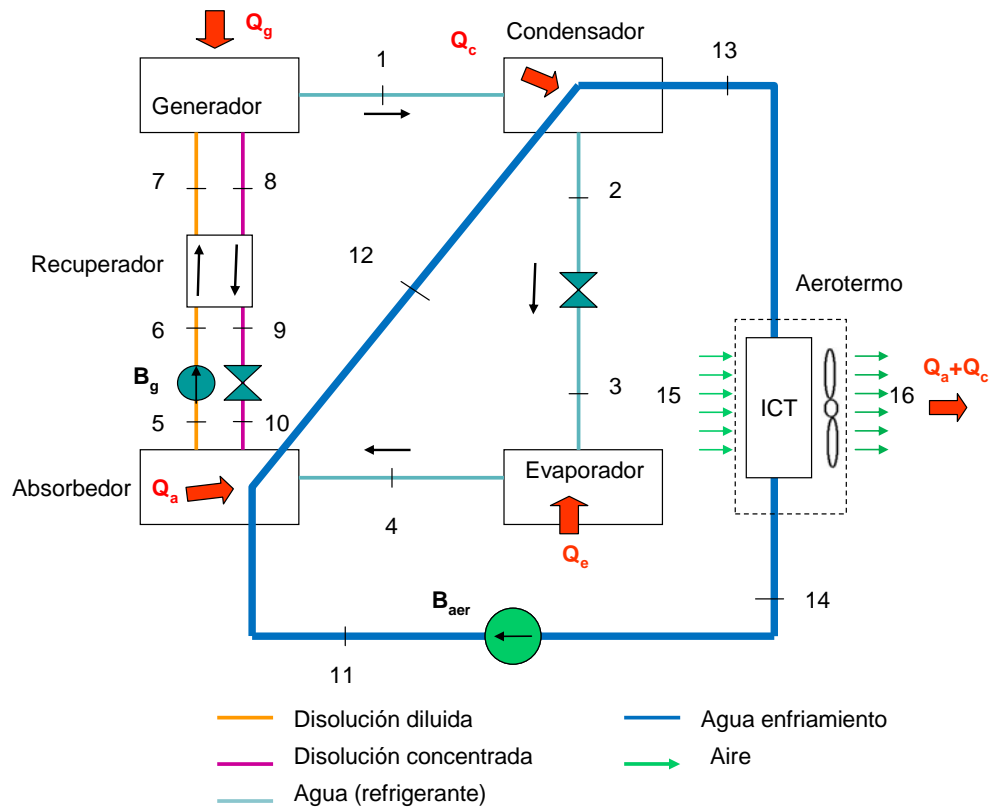


Figura 3.10. Esquema básico del ciclo de absorción de la máquina.

• Generador

La disolución de LiBr-H₂O diluida que entra al generador (7), recibe potencia de la fuente de calor (Q_g). Debido a este aporte, la disolución hierve y el agua se separa de la disolución, entrando al condensador en estado de vapor sobrecalentado (1). La disolución sale del generador con una concentración mayor en sal, (8).

• Absorbedor

La disolución procedente del generador, tras pasar por el recuperador de calor, entra al absorbedor con una concentración rica en sal, (10). Por otro lado, también entra al absorbedor, vapor refrigerante saturado procedente del evaporador (4). Al no cumplirse el equilibrio de concentraciones, el vapor refrigerante es atraído por la disolución, donde condensa liberando

el calor latente de cambio de fase. Además, debido a esta incorporación de refrigerante, se genera un calor de dilución asociado al proceso de cambio de concentración. La suma de estos dos calores es lo que se denomina calor de absorción y es transferido a la disolución. Como el proceso de absorción de refrigerante requiere temperaturas bajas en la disolución, ésta cede el calor de absorción al caudal de agua de enfriamiento del sistema re-cooling. Por tanto, la disolución, a medida que va absorbiendo refrigerante, se va diluyendo y enfriando desde t_{10} hasta la temperatura final de absorción, $t_a=t_5$, y el agua de enfriamiento aumenta su temperatura de t_{11} a t_{12} .

En la figura 3.11 se puede ver un esquema de la evolución de la temperatura de la disolución y del agua de enfriamiento del sistema re-cooling en el absorbedor. No fue posible ver la configuración del absorbedor en la máquina comercial. En la figura 3.11 se muestra el diagrama de temperaturas en el absorbedor con la configuración en contracorriente planteada por Herold et al. 1996.

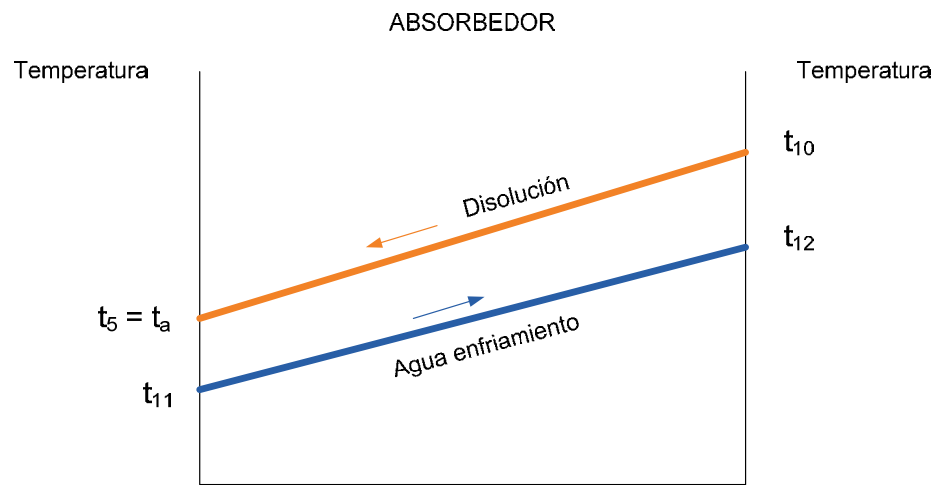


Figura 3.11. Diagrama de temperaturas de los fluidos en absorbedor.

• Condensador

A la entrada del condensador, el vapor refrigerante sobrecalentado procedente del generador (1) cede calor al agua de enfriamiento del sistema re-cooling procedente del absorbedor (12). Esto hace que el refrigerante disminuya su temperatura desde el estado sobrecalentado (t_1) hasta la temperatura de condensación, $t_2=t_c$. A partir de ese punto, el refrigerante, se licua a t_c , cediendo el calor de cambio de estado al agua de enfriamiento del sistema re-cooling, que aumentará su temperatura de t_{12} a t_{13} . En la figura 3.12 se ha representado la temperatura del refrigerante y del agua de enfriamiento en el condensador.



Figura 3.12. Diagrama de temperaturas de los fluidos en el condensador.

- *Válvula de expansión*

A la salida del condensador, el agua refrigerante se encuentra en estado de líquido saturado (2) y a su paso por la válvula de expansión, disminuye su presión hasta la presión del evaporador (3). Este proceso es isentálpico ($h_2=h_3$) e irreversible y como consecuencia de esta irreversibilidad, se produce evaporación parcial del refrigerante, dando lugar a una mezcla bifásica en la entrada del evaporador.

- *Evaporador*

En el evaporador, el agua refrigerante en estado líquido, se evapora como consecuencia de la carga térmica que recibe del circuito de agua que se pretende enfriar, obteniendo así el efecto útil de la máquina de absorción (Q_e).

- *Aerotermino*

El agua de enfriamiento del sistema re-cooling, tras circular en serie por el absorbedor y el condensador y tras recibir el calor de absorción y de condensación, aumenta su calor sensible y por tanto su temperatura. Para que este agua pueda recircular de nuevo por estos dos componentes, ha de enfriarse, ya que de lo contrario, los procesos de absorción de refrigerante y de condensación se detendrían. En este caso, el agua, a la salida del condensador (13), se bombea hacia el aerotermino, donde el calor de absorción y condensación se transfiere al aire exterior (16). En el aerotermino, el agua se enfría de t_{13} a t_{14} , y el aire exterior aumenta su temperatura de $t_{15}=t_{ebs}$ a t_{16} . En la figura 3.13 se representa la evolución de temperaturas del aire y del agua de enfriamiento a su paso por el aerotermino.

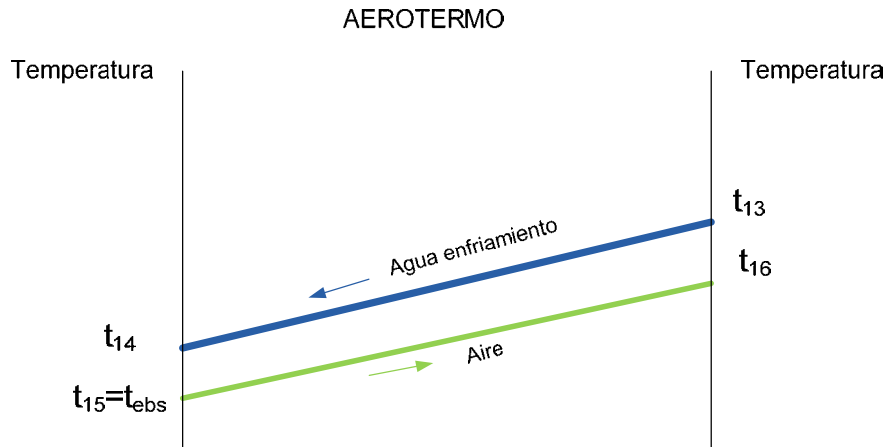


Figura 3.13. Diagrama de temperaturas de los fluidos en el aerotermo.

- *Bombas*

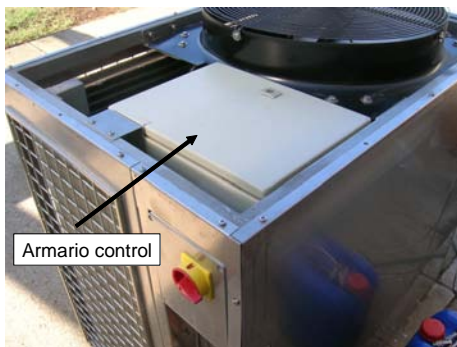
La bomba B_g se utiliza para impulsar la disolución diluida desde el absorbedor (baja presión) hasta el generador (alta presión). La B_{aer} se utiliza para impulsar el agua por el circuito de enfriamiento del sistema re-cooling. Asumiendo que la compresión es un proceso isentrópico y teniendo en cuenta que el líquido es incompresible, se obtiene que la temperatura de entrada y salida de las bombas es la misma (proceso isoterma, $t_5=t_6$, $t_{14}=t_{11}$) (Herold et al., 1996).

- *Recuperador de calor*

La disolución concentrada que sale del generador a t_8 cede calor a la disolución diluida procedente del absorbedor a t_6 . Con el recuperador se aumenta la eficiencia del ciclo (Herold et al., 1996).

3.2.4 Sistema de control

La máquina posee un sistema de control automático configurado de fábrica. Su funcionamiento se gestiona mediante un armario de control situado en el interior de la máquina (figura 3.14). La interacción usuario-máquina se realiza mediante el panel de mando situado en la parte frontal de la máquina.



(a)



(b)

Figura 3.14. Armario de control: (a) Localización y (b) Interior.

El tambor comienza a girar cuando se cumplen los siguientes requisitos:

- El caudal de los tres circuitos hidráulicos se encuentra dentro del rango especificado por el fabricante.
- t_{eg} es igual o superior a 80°C.
- Hay demanda de frío en el local.

La t_{eg} máxima permitida es 105°C. Por encima de esa temperatura, la válvula de tres vías se acciona y evita el paso de fluido caliente al generador. Esta válvula también se acciona si, en condiciones normales de operación, t_{eg} baja de 76°C.

3.2.5 Características técnicas

En la tabla 3.1 se muestran las prestaciones de la máquina. A pesar de que en la tabla aparecen datos para la producción de calor, este modelo es sólo para la producción de frío.

Tabla 3.1 Prestaciones del producto Rotartica 045v.

ROTARTICA			
PRESTACIONES DE PRODUCTO		ENFRIADORA SOLAR Aire-Agua	
		Tecnología	ABSORCIÓN DE SIMPLE EFECTO LiBr/H ₂ O
		Marca	ROTARTICA
		Modelo	Solar 7
Datos de producto	Empresa Producto Potencia nominal de refrigeración Accionamiento Absorbente/Refrigerante	ROTARTICA Enfriadora Aire-Agua 4,5 kW Agua calentada LiBr/H ₂ O	
Circuito Agua Fría	Capacidad (kW)	FRÍO	CALOR
	Caudal (m ³ /h)	4,5	10,8
	Pérdida de carga (bar)	1,2	2,0
Circuito Aporte Energía	Pérdida de carga (bar)	0,3	0,8
	Aporte calor al generador (kW) a 90°C	6,7	
	Caudal (m ³ /h)	1,2	
Suministro eléctrico	Pérdida de carga (bar)	0,2	
	Consumo eléctrico c/ventilador (kW)	0,6	
	Consumo eléctrico c/ventilador y bombas (kW) ^a	1,2	
Temperaturas	Corriente media consumida (A)	2,8 (5,5 con bombas)	
	Nominal de salida	18	46
	AMBIENTE	15	
Dimensiones	Largo (mm)	1092	
	Ancho (mm)	760	
	Altura (mm)	1150	
	Volumen (m ³)	0,95	
	Peso (kg)	290	

De la tabla 3.1 se observa que con $t_{ebs}=35^{\circ}\text{C}$, $Q_g=6,7\text{ kW}$ y $t_{eg}=90^{\circ}\text{C}$, se obtiene $Q_e=4,5\text{ kW}$ y $t_{se}=18^{\circ}\text{C}$. Este valor de temperatura es óptimo para la climatización por suelo refrescante. El valor del CEE térmico, aplicando la ecuación (2.2), es 0,67. Si se tienen en cuenta los equipos auxiliares ($W_{aux}=1,2\text{ kW}$), el CEE_{elec}, obtenido a partir de la ecuación (2.4) y considerando un $\eta_{cen}=0,38$, es 0,45. En la tabla 3.2 el fabricante muestra la capacidad frigorífica con distintas t_{eg} , para la climatización con fancoil.

Tabla 3.2. Capacidad frigorífica.

Tsuministro a Generador (de panel solar + caldera apoyo)	Int: fancoil (7-12° C) Ext: disipación seca (38- 42° C)
80° C	2,5 kW
90° C	3,5 kW
100° C	4,5 kW

3.2 Máquina de absorción

Se observa que con $80^{\circ}\text{C} \leq t_{\text{eg}} \leq 100^{\circ}\text{C}$ y $t_{11} = 38^{\circ}\text{C}$, se puede obtener $2,5\text{kW} \leq Q_e \leq 4,5\text{kW}$ y $t_{\text{se}} = 7^{\circ}\text{C}$.

En la figura 3.15 el fabricante muestra Q_e frente a t_{se} para distintas t_{11} , y manteniendo $t_{\text{eg}}=100^{\circ}\text{C}$.

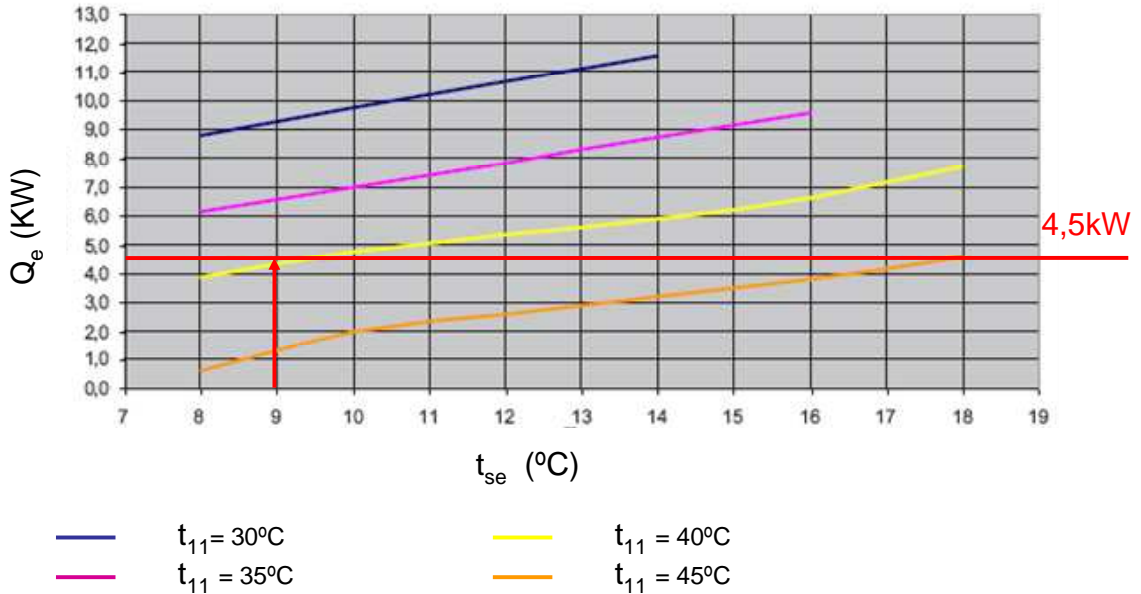


Figura 3.15. Capacidad de enfriamiento frente a temperatura de salida del agua fría ($t_{\text{eg}}=100^{\circ}\text{C}$).

Se observa que Q_e aumenta con t_{se} y con la disminución de t_{11} . Según las especificaciones del fabricante, se puede obtener $Q_e=4,5\text{kW}$ y $t_{\text{se}}=9^{\circ}\text{C}$ si $t_{\text{eg}}=100^{\circ}\text{C}$ y $t_{11}=40^{\circ}\text{C}$.

En la figura 3.16, el fabricante muestra el CEE térmico en función de t_{se} para distintas t_{11} .

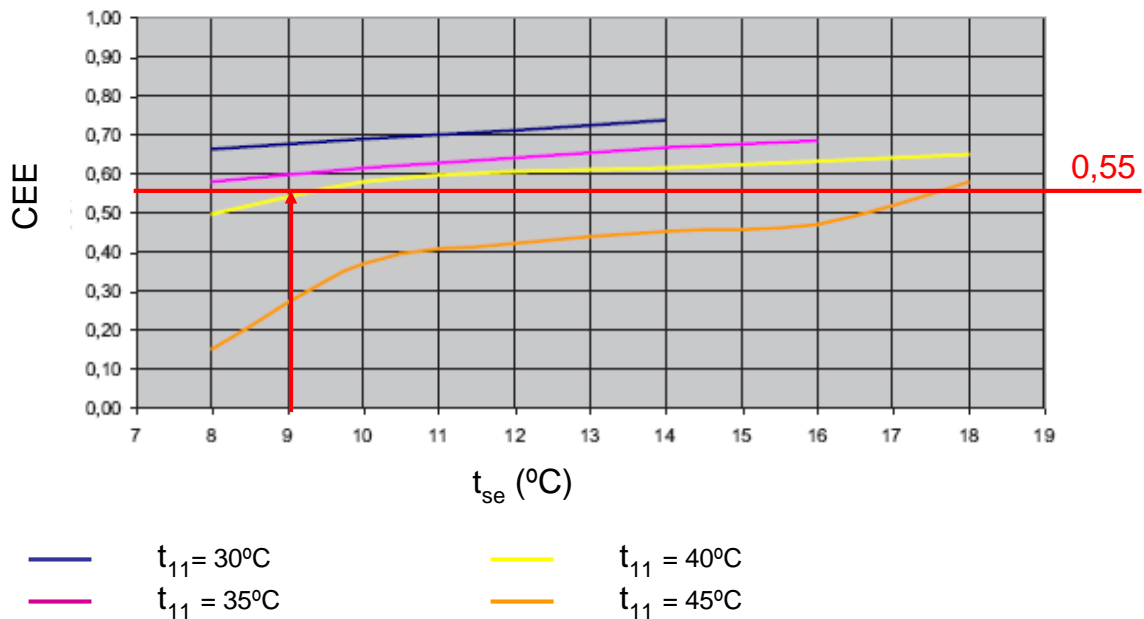


Figura 3.16. CEE térmico frente a temperatura de salida del agua fría ($t_{\text{eg}}=100^{\circ}\text{C}$).

El CEE térmico de la máquina aumenta con el aumento de t_{se} y con la disminución de t_{11} . Con $t_{11}=40^{\circ}\text{C}$ y $t_{se}=9^{\circ}\text{C}$, el $\text{CEE}=0,55$.

3.3 Conclusiones

- Las máquinas de absorción condensadas por aire con sistema re-cooling prescinden de la torre de refrigeración y utilizan para el enfriamiento del condensador y del absorbedor agua en circuito cerrado y aire del exterior. El agua recibe sucesivamente el calor de absorción y de condensación en serie, y posteriormente, en un aeotermo, los cede al aire del exterior que circula en flujo cruzado.
- La única máquina de absorción de simple efecto condensada por aire con sistema re-cooling comercializada hasta el momento ha sido la enfriadora agua-aire Rotartica 045v de 4,5 kW. Utiliza tres circuitos hidráulicos: alimentación, enfriamiento condensador-absorbedor y agua fría. Se fundamenta en la tecnología de absorción rotativa y ocupa 1m³ de volumen.
- La temperatura del agua de enfriamiento del aeotermo, t_c y t_a dependen de t_{ebs} , entre otros parámetros.
- La máquina comercial Rotartica 045v, se pone en marcha si se cumplen las especificaciones de caudales hidráulicos, demanda térmica y $t_{eg} \geq 80^{\circ}\text{C}$. La temperatura máxima permitida por el control automático de la máquina es $t_{eg}=105^{\circ}\text{C}$. En condiciones normales de funcionamiento, si $t_{eg} \leq 76^{\circ}\text{C}$ la válvula de tres vías se acciona y evita el paso de fluido al generador.
- Según las especificaciones del fabricante la máquina ofrece los siguientes resultados:
 - ✓ Con $t_{ebs}=35^{\circ}\text{C}$ y $t_{eg}=90^{\circ}\text{C}$, se obtiene $t_{se}=18^{\circ}\text{C}$. El CEE sin tener en cuenta el consumo eléctrico es 0,67, y si se tiene en cuenta este consumo y se considera además la conversión de energía primaria a electricidad, es 0,45.
 - ✓ Con $t_{11}=40^{\circ}\text{C}$, $t_{eg}=100^{\circ}\text{C}$, se obtiene: $t_{se}=9^{\circ}\text{C}$, $Q_e=4,5\text{kW}$ y $\text{CEE}=0,55$.
 - ✓ Si se utiliza en una instalación con fancoil, $t_{11}=38^{\circ}\text{C}$ y $80^{\circ}\text{C} \leq t_{eg} \leq 100^{\circ}\text{C}$ se puede obtener: $t_{se}=7^{\circ}\text{C}$ y $2,5\text{kW} \leq Q_e \leq 4,5\text{kW}$.

3.4 Nomenclatura

CEE	coeficiente de eficiencia energética
ICT	intercambiador de calor de tubos aleteado
Q	potencia térmica, kW
h	entalpía, kJ/kg
t	temperatura, °C

subíndices

a	absorbedor
c	condensador
e	evaporador
eg	entrada al generador
ebs	exterior de bulbo seco
g	generador
se	salida del evaporador

Capítulo 4: Condiciones de trabajo de la máquina Rotartica 045v: Parámetros de actuación

Contenido

- 4.1 *Introducción*
 - 4.2 *Instalación experimental*
 - 4.3 *Variables ambientales y de proceso*
 - 4.4 *Procedimiento experimental*
 - 4.5 *Resultados experimentales de tres días característicos*
 - 4.6 *Resultados experimentales del período de ensayo*
 - 4.7 *Cálculo de incertidumbre*
 - 4.8 *Conclusiones*
 - 4.9 *Nomenclatura*
-

4.1 *Introducción*

Durante los veranos de 2005 y 2006 en el Instituto de Ciencias de la Construcción Eduardo Torroja (IETcc) y en la Universidad Carlos III de Madrid (UC3M), y a través del proyecto de investigación ENE 2005-08255-CO2-01 financiado por el Plan Nacional de Investigación 2005-2007, se han realizado experimentaciones con la máquina comercial Rotartica 045v. Los objetivos eran:

- Estudiar el funcionamiento de una máquina de estas características para $30^{\circ}\text{C} \leq t_{\text{abs}} \leq 40^{\circ}\text{C}$.
- A partir de los resultados obtenidos, diseñar un campo de colectores solares capaz de abastecer la demanda de la máquina de absorción instalada en los edificios objeto del subproyecto SP3.

4.2 *Instalación experimental*

La experimentación tuvo lugar durante los veranos de 2005 y 2006 en el Laboratorio de Bombas de Calor del IETcc (CSIC), situado en Arganda del Rey, una localidad al Sureste de Madrid (España), figura 4.1.



Figura 4.1. (a) Localización geográfica de Arganda del Rey y (b) Vista aérea del Laboratorio de Bombas de Calor (Arganda del Rey).

La instalación experimental está constituida por: una fuente de calor, la máquina de absorción y el fancoil del local a refrigerar. En la figura 4.2 se muestra un esquema de la instalación.

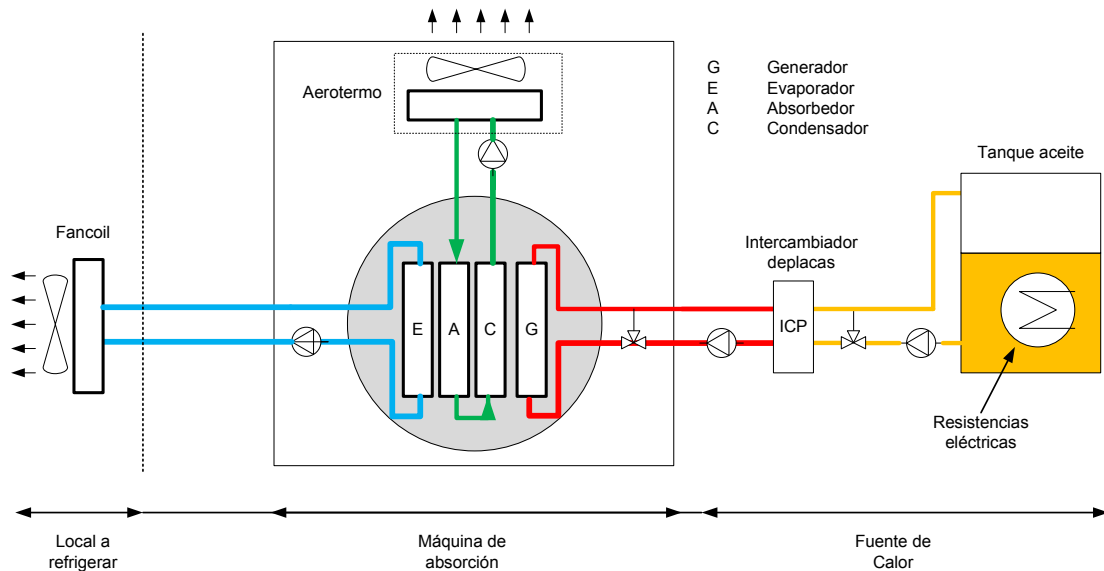


Figura 4.2. Esquema de la instalación de frío con máquina de absorción comercial.

4.2.1 Fuente de calor

Como fuente de calor se utiliza un tanque con aceite térmico calentado con resistencias eléctricas de 10kW. El aceite, una vez calentado, se impulsa mediante una bomba AEG modelo AM880KY4 hacia el lado caliente de un intercambiador de placas (ICP). Por el lado frío del intercambiador, circula agua, que tras recibir el calor aportado por el aceite térmico, es bombeada hacia el generador de la máquina mediante una bomba marca Grundfos modelo UPS40-80R. El ICP es de tipo termosoldado de 34 placas modelo CB26 30H de ALFA LAVAL de 35 kW de potencia nominal. Las tuberías son aisladas con espuma de poliuretano de 15 mm de espesor.

4.2.2 Máquina de absorción

Se utilizó la Rotartica 045v especificada en el capítulo 3.

Técnicos de la empresa suministradora realizaron la puesta en marcha de la instalación. Se llenaron con agua de red los tres circuitos hidráulicos. Mediante el arranque y parada de las bombas y a través de los purgadores manuales y automáticos, que incorpora la propia máquina, se fue eliminando el aire almacenado en el interior de las tuberías. Una vez comprobado que el caudal de los circuitos era el adecuado, se calentó el agua de entrada al generador hasta alcanzar 80°C. Alcanzada esta temperatura, el tambor comienza a girar y se inicia la producción de frío.

4.2.3 Fancoil

Para la climatización del local se utilizó un intercambiador de calor de tubos aleteado agua-aire de 7 kW. Las tuberías del circuito de agua fría fueron aisladas con espuma de poliuretano de 15 mm de espesor.

4.3 Variables ambientales y de proceso

Los ensayos experimentales se realizaron durante 20 días del mes de Agosto.

4.3.1 Variables ambientales

Para el registro de las variables ambientales, se contó con una estación Meteorológica 3008CM (ver Anexo). La estación archiva el valor medio correspondiente a cada variable, registradas cada 2 segundos, en períodos de 10 minutos. Las variables registradas fueron: t_{ebs} (media, máxima y mínima), I_H (media, máxima y mínima).

Días Característicos

Se han seleccionado tres días del verano de 2005, uno templado (10 agosto), otro caluroso (4 agosto) y otro muy caluroso (7 agosto). En la figura 4.3 se muestra t_{ebs} para cada uno de estos tres días. Las máximas alcanzadas fueron 27°C, 35,7°C y 41,3°C, respectivamente.

El local a refrigerar, de 40 m², forma parte del Laboratorio de Bombas de Calor, que tiene 80 m² de superficie y 240 m³ de volumen. La t_{int} de confort se fijó en 24°C, dentro del rango establecido por el Reglamento de Instalaciones Térmicas en Edificios (RITE). La carga térmica total del local (Q_t , ecuación 4.1) se calcula a partir de los balances dados por las ecuaciones (4.2)-(4.5): transmisión a través de los cerramientos (Q_{trans} , ecuación 4.2), ventilación (Q_{vent} , ecuación 4.3), radiación a través de las superficies acristaladas (Q_{rad} , ecuación 4.4) y cargas interiores generadas por la iluminación, equipos electrónicos y personal (Q_{int} , ecuación 4.5). La jornada laboral comprende desde las 7:00h hasta las 19:00h (hora solar).

$$Q_t = Q_{\text{trans}} + Q_{\text{vent}} + Q_{\text{rad}} + Q_{\text{int}} \quad (4.1)$$

$$Q_{\text{trans}} = k_G \cdot A_{\text{lab}} (t_{\text{ebs}} - t_{\text{int}}) \quad (4.2)$$

$$Q_{vent} = V \cdot re_{nv} \cdot \rho_{aire} \cdot c_{p_{aire}} \cdot (t_{abs} - t_{int}) + V \cdot re_{nv} \cdot \rho_{aire} \cdot h_{fg} \cdot (w_{ext} - w_{int}) \quad (4.3)$$

$$Q_{rad} = A_{crist} \cdot I_{crist} \quad (4.4)$$

$$Q_{int} = Q_{pers} \cdot N_{pers} \cdot f + q_{ilum} \cdot A_{ilum} + Q_{equip} \cdot N_{equip} \quad (4.5)$$

El UA del local es 252 W/K. En el laboratorio trabajaron 3 personas una media de 10 horas al día. Se aplicó un coeficiente de simultaneidad $f=0,75$. La demanda de frío durante la jornada laboral de los días 10,4 y 7 de Agosto, fue 11kWh; 39kWh y 48kWh respectivamente. En la figura 4.4 se muestra Q_t de cada día seleccionado.

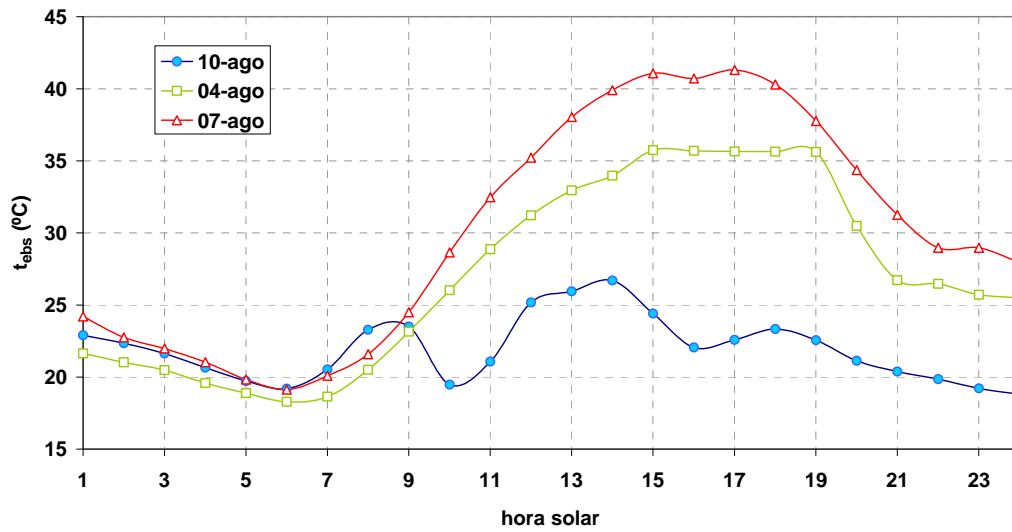


Figura 4.3. Temperatura exterior de bulbo seco de tres días característicos.

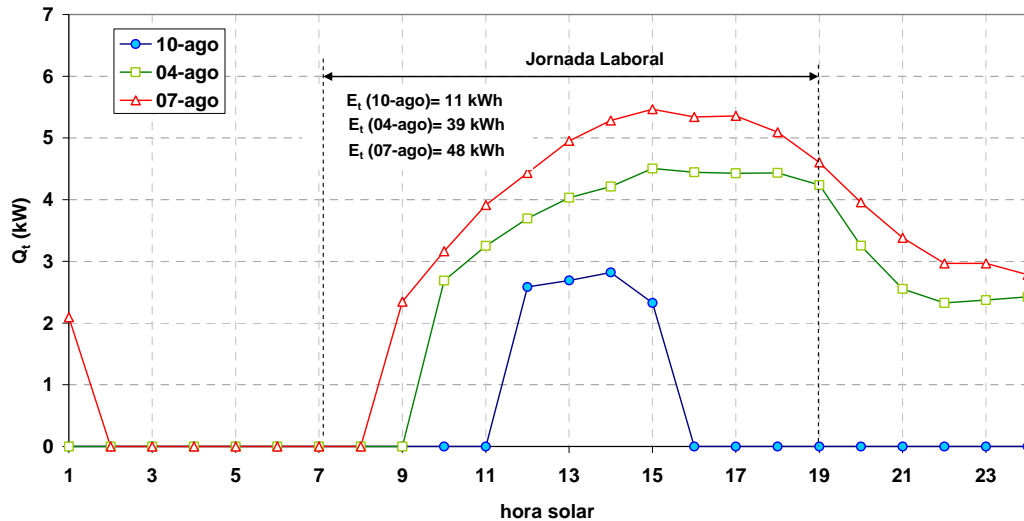


Figura 4.4. Carga térmica de tres días característicos: templado, caluroso y muy caluroso.

Período estacional

En la figura 4.5 se especifican, para el período de Mayo a Septiembre de 2005, las t_{obs} máximas y mínimas diarias obtenidas a partir de las temperaturas medias registradas cada 10 minutos por la estación meteorológica. En la gráfica se destacan todos los días de ensayo y se nombran los tres días seleccionados.

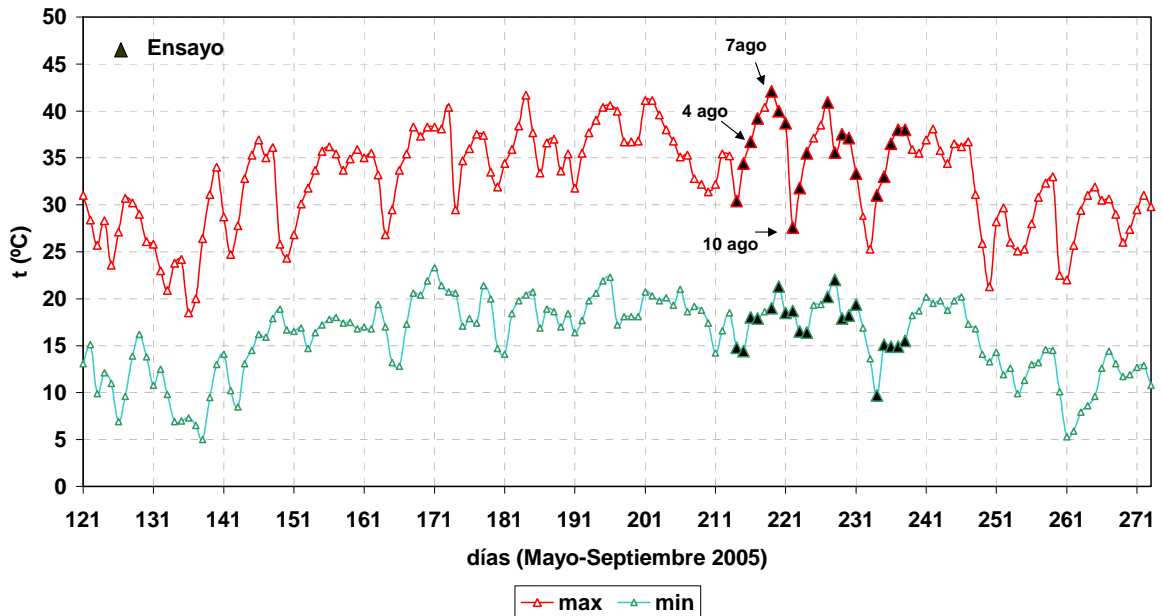


Figura 4.5. Temperaturas mínimas y máximas diarias.

En la figura 4.6 se representa la demanda diaria, E_d , para el período de Mayo a Septiembre de 2005. La E_d total de climatización fue 5,8 MWh, mientras que la E_d durante los días de ensayo fue 0,9 MWh.

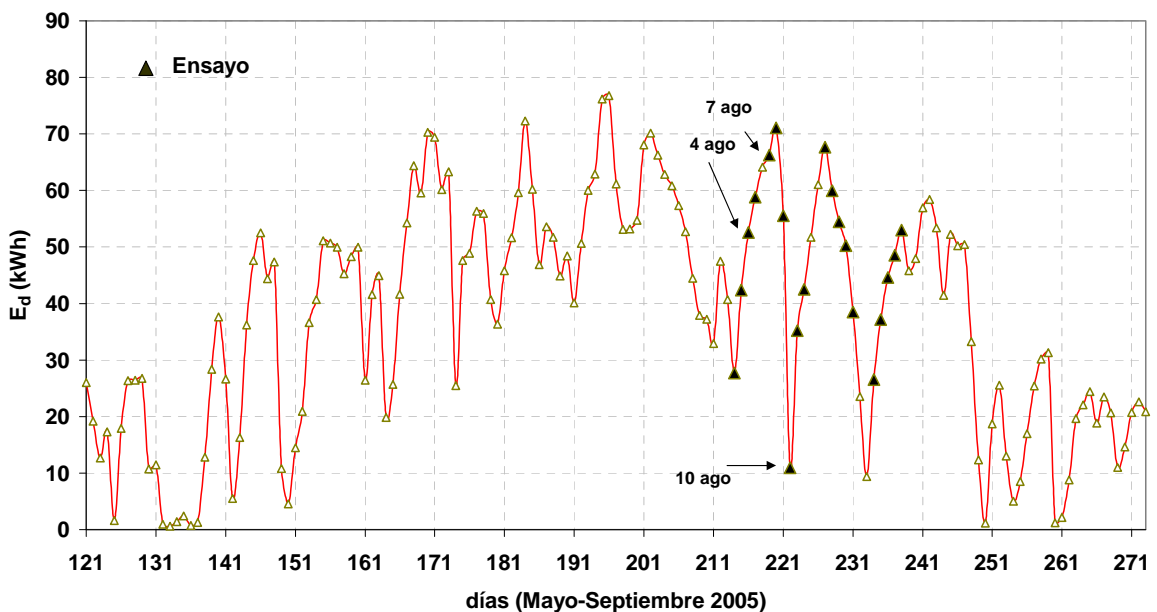


Figura 4.6. Demanda diaria de frío.

4.3.2 Variables de proceso

Las *variables de proceso* consideradas fueron: temperaturas y caudales.

Se utilizaron termorresistencias PT100 que fueron previamente calibradas mediante el calibrador de la marca Isotech modelo Venus plus 2140. Para controlar la temperatura del aceite, se utilizó un termostato de la marca AKO modelo 1472H200 que una vez alcanzada la temperatura de consigna, cortaba el suministro de las resistencias eléctricas y cesaba el calentamiento del aceite (sistema todo-nada). Las medidas de las temperaturas fueron registradas en tiempo real por un colector de datos de la marca Yokogawa modelo Collector DC 100 y gestionadas por el software DAQWorks.

Los caudales de los tres circuitos hidráulicos se midieron y registraron utilizando caudalímetros ultrasónicos Fluxus ADM 6725. El caudal del aire impulsado por el ventilador de la máquina fue obtenido a partir de un anemómetro TSI velocalc 3855.

Las especificaciones de la instrumentación utilizada se muestran en el Anexo I.

Temperaturas

- *Máquina*

- Entrada y salida del agua caliente al generador: t_{eg} , t_{sg} .
- Entrada y salida del agua del evaporador: t_{ee} , t_{se} .
- Entrada y salida del agua y del aire del aerotermo (re-cooling): t_{13} , t_{11} , $t_{15}=t_{ebs}$, t_{16} (figura 3.10).

- *Local*

- Entrada y salida del aire del fancoil: t_{int} , t_{safc}

Caudales

- *Máquina*

- Aire: M_{aire}
- Circuito caliente: M_g
- Circuito frío: M_e
- Circuito enfriamiento: M_{aer}

En la figura 4.7 se muestra una imagen de la instalación en la que se han señalado las partes más importantes.

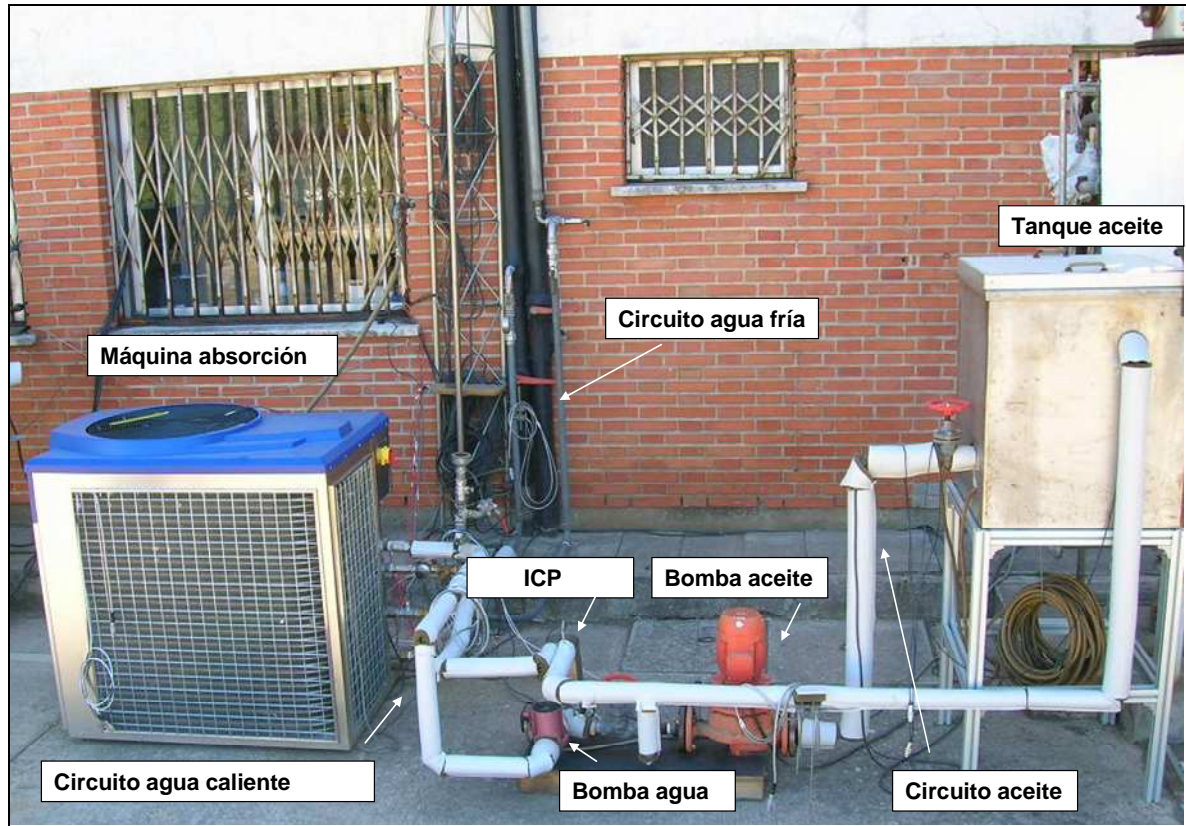


Figura 4.7. Imagen de la instalación de frío experimental.

4.4 Procedimiento experimental

En las máquinas de absorción condensadas por aire, $t_{\text{eb}}s$ determina t_a , t_c , y t_{eg} . Se sabe que al aumentar t_{eg} , disminuye t_{se} (Herold et al., 1996). El modo de operación durante el verano de 2005 consistió en aumentar t_{eg} en función del aumento de $t_{\text{eb}}s$ para obtener la t_{se} más baja posible sin riesgo de cristalización. Los resultados experimentales se pueden encontrar en Izquierdo et al. (2007).

4.5 Resultados experimentales de tres días característicos

A continuación se muestra: caudales, temperaturas, potencias y CEE para los tres días seleccionados.

A lo largo de la experimentación, los caudales de agua de la máquina se mantuvieron prácticamente constantes: M_g en torno a $1\text{ m}^3/\text{h}$, M_e en torno a $2\text{ m}^3/\text{h}$ y M_{aer} en torno a $2,5\text{ m}^3/\text{h}$.

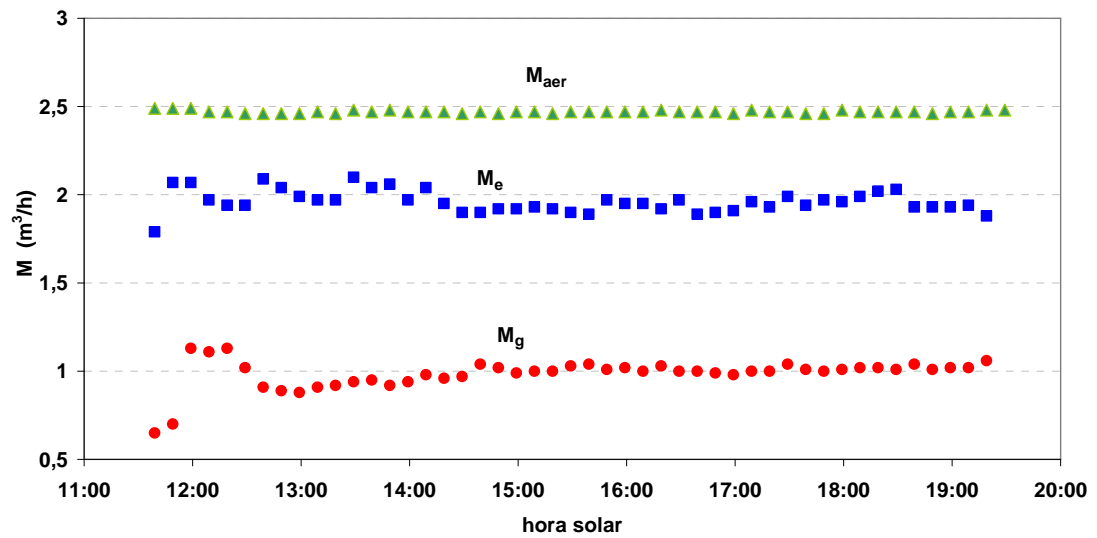


Figura 4.8. Caudal de agua de los circuitos hidráulicos.

En la figura 4.8 se muestran los correspondientes a un día de prueba. En la figura 4.9 se muestra M_{aire} . Se tomaron medidas cada treinta minutos y el valor medio se situó en torno a $4.600 \text{ m}^3/\text{h}$.

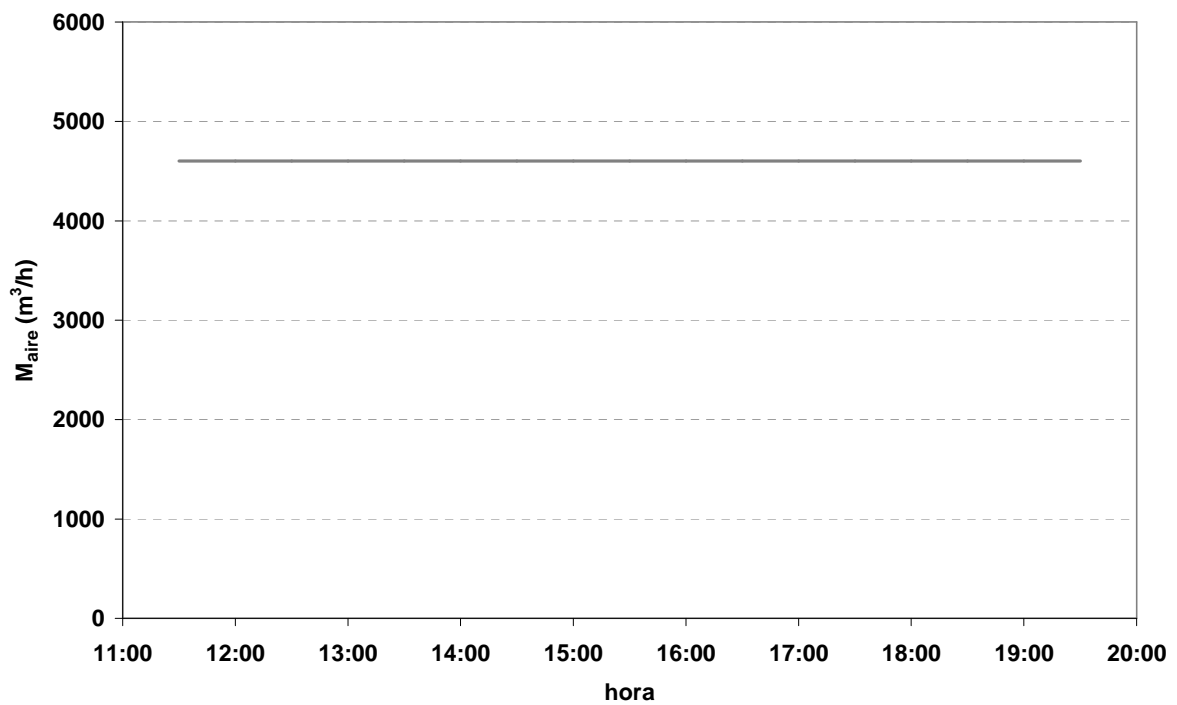


Figura 4.9. Caudal de aire.

4.5.1 Día templado: $t_{\text{ebs}}(\text{max}) = 27^\circ\text{C}$ (10/08/05)

En la figura 4.10 se muestran las temperaturas de entrada y salida de los fluidos exteriores en el generador, el evaporador, el aerotermo y el fancoil.

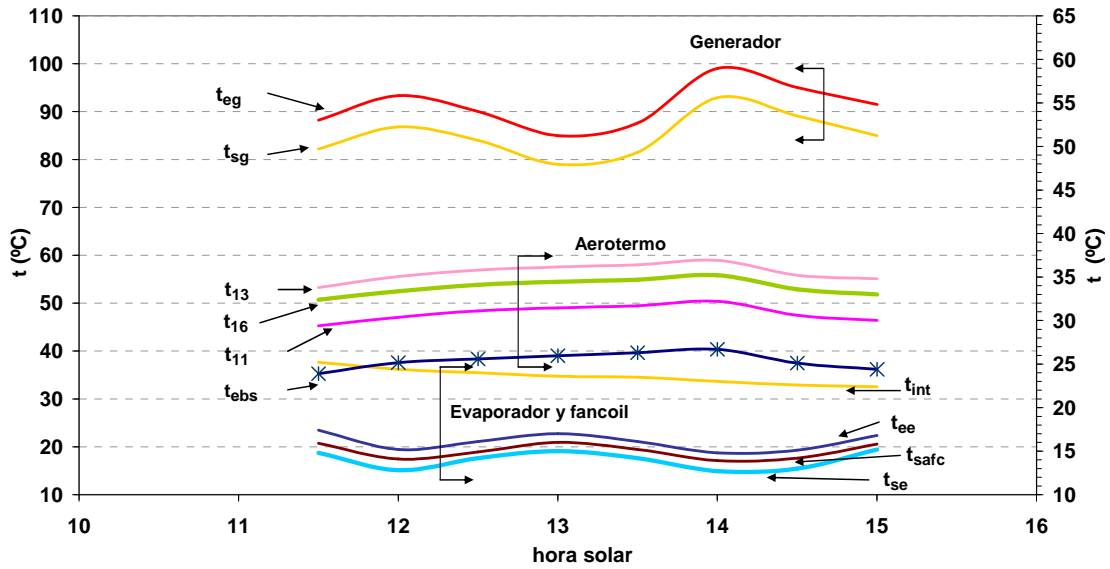


Figura 4.10. Temperaturas de entrada y salida de fluidos: generador, evaporador, aerotermo y fancoil (10/08/05).

La temperatura de entrada al generador varió entre 85°C y 99°C . En la figura 4.10 se puede observar cómo las variaciones de t_{eg} afectan a t_{se} .

A las 14:00h, con $t_{\text{ebs}} = 26,7^\circ\text{C}$ y $t_{\text{eg}} = 99^\circ\text{C}$ se obtiene: $t_{\text{ee}} = 14,8^\circ\text{C}$; $t_{\text{se}} = 12,7^\circ\text{C}$; $t_{11} = 32,2^\circ\text{C}$ y $t_{13} = 36,9^\circ\text{C}$. El aire, a su paso por el aerotermo, aumenta su temperatura en aproximadamente 9°C .

Durante este día, la diferencia entre t_{ee} y t_{se} varió entre $1,5^\circ\text{C}$ y $2,5^\circ\text{C}$, aproximadamente. La temperatura interior del laboratorio se mantuvo dentro de los límites establecidos por el RITE.

La potencia del generador, del evaporador y del aerotermo se calcula mediante las ecuaciones (4.6), (4.7) y (4.8), respectivamente:

$$Q_g = m_g \cdot c_{p_{\text{agua}}} \cdot (t_{\text{eg}} - t_{\text{sg}}) \quad (4.6)$$

$$Q_e = m_e \cdot c_{p_{\text{agua}}} \cdot (t_{\text{ee}} - t_{\text{se}}) \quad (4.7)$$

$$Q_{\text{aer}} = m_{\text{aer}} \cdot c_{p_{\text{agua}}} \cdot (t_{13} - t_{11}) \quad (4.8)$$

En la figura 4.11 se muestran los valores de estas potencias. El calor suministrado al generador, E_g , fue $57,5 \text{ kWh}$ y el frío producido en el evaporador, E_e , fue $36,8 \text{ kWh}$. La demanda fue cubierta por la máquina de absorción.

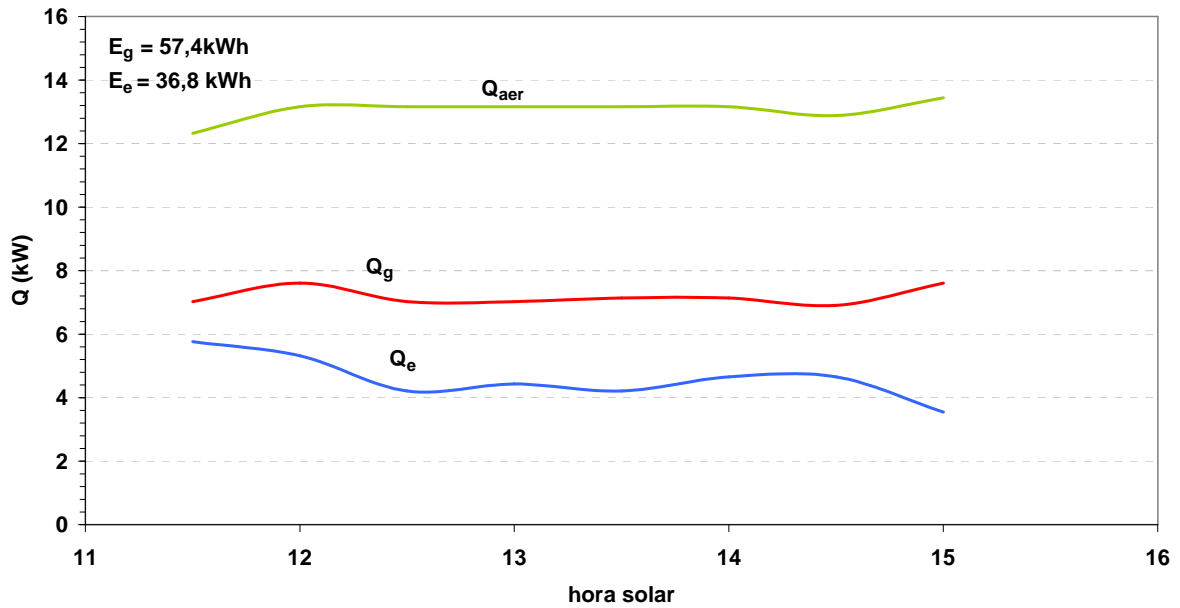


Figura 4.11. Potencia del generador, del evaporador y del aerotermo (10/08/05).

En la figura 4.12 se muestra el valor del CEE térmico instantáneo calculado según la ecuación (2.2). El valor medio diario fue 0,64.

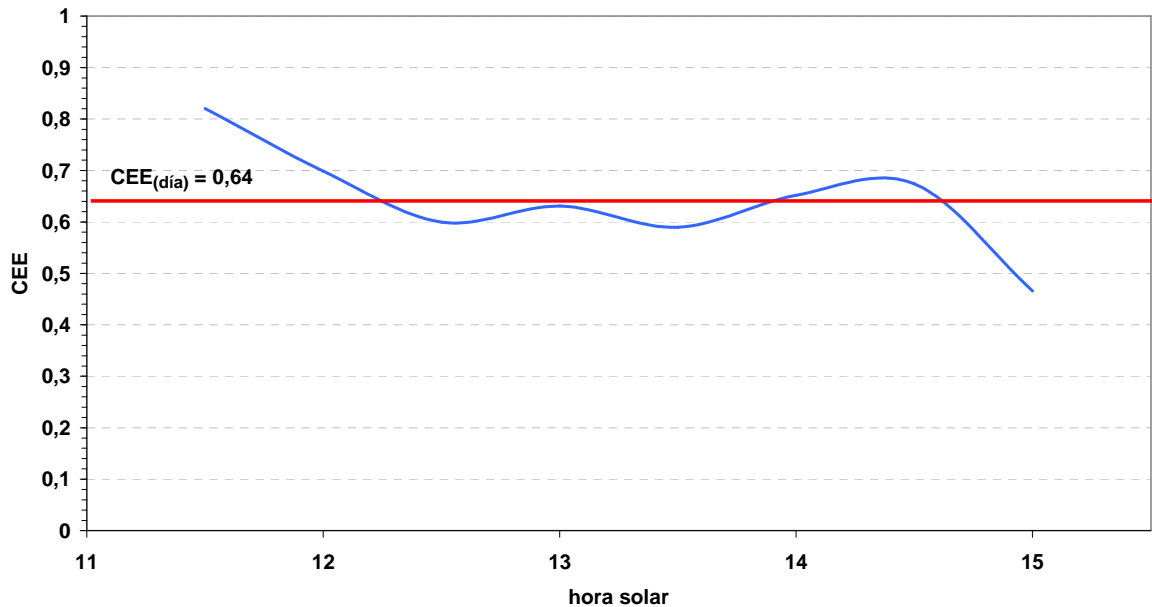


Figura 4.12. CEE térmico (10/08/05).

4.5.2 Día caluroso: $t_{ebs(max)} = 35,7^\circ\text{C}$ (04/08/05)

En la figura 4.13 se muestran las temperaturas de entrada y salida de los fluidos exteriores en el generador, en el evaporador, en el aerotermo y en el fancoil del local.

4.5 Resultados experimentales de tres días característicos

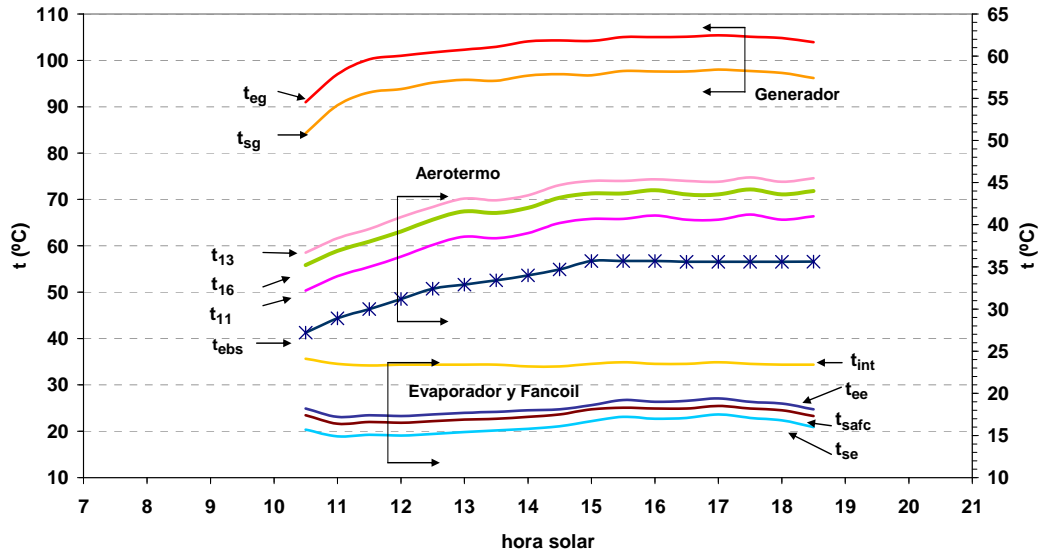


Figura 4.13. Temperaturas de entrada y salida de fluidos: generador, evaporador, aerotermo y fancoil (04/08/05).

La temperatura de entrada al generador varió entre 91°C y 105,4°C como consecuencia del aumento de t_{eb} . La diferencia entre t_{eg} y t_{sg} fue 5°C, aproximadamente. Se presentan los resultados obtenidos a las 11:30h y a las 14:30h.

11:30h: con t_{eb} =30°C y t_{eg} =100°C, se obtuvo: t_{ee} =17,4°C; t_{se} =15,1°C; t_{11} = 35°C y t_{13} = 39,5°C.

14:30h: con t_{eb} =35,7°C y t_{eg} =104,2°C, se obtuvo: t_{ee} =18,4°C, t_{se} =16,7°C, t_{11} = 40,7°C y t_{13} = 45,2°C.

La temperatura interior se mantuvo en torno a 23,5°C dentro de los límites establecidos por el RITE. En la figura 4.14 se muestra Q_g , Q_e y Q_{aer} .

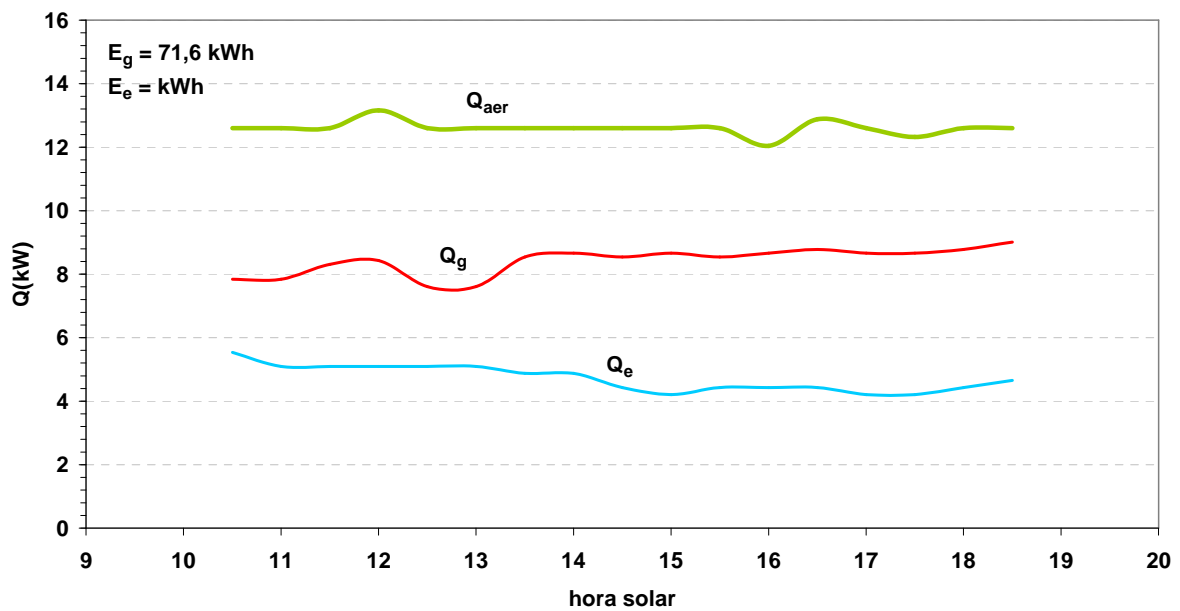


Figura 4.14. Potencia del generador, del evaporador y del aerotermo (04/08/05).

De las figuras 4.3, 4.4 y 4.14 se observa que mientras t_{ebs} se mantiene por debajo de 35°C , Q_e es superior a Q_t . Cuando t_{ebs} alcanza 35°C , Q_e se iguala a Q_t . Los valores totales del día fueron: $E_g=71,6 \text{ kWh}$ y $E_e=40,1 \text{ kWh}$. Se cubrió la demanda diaria.

En la figura 4.15 se muestra el CEE térmico instantáneo. El valor medio diario fue 0,56.

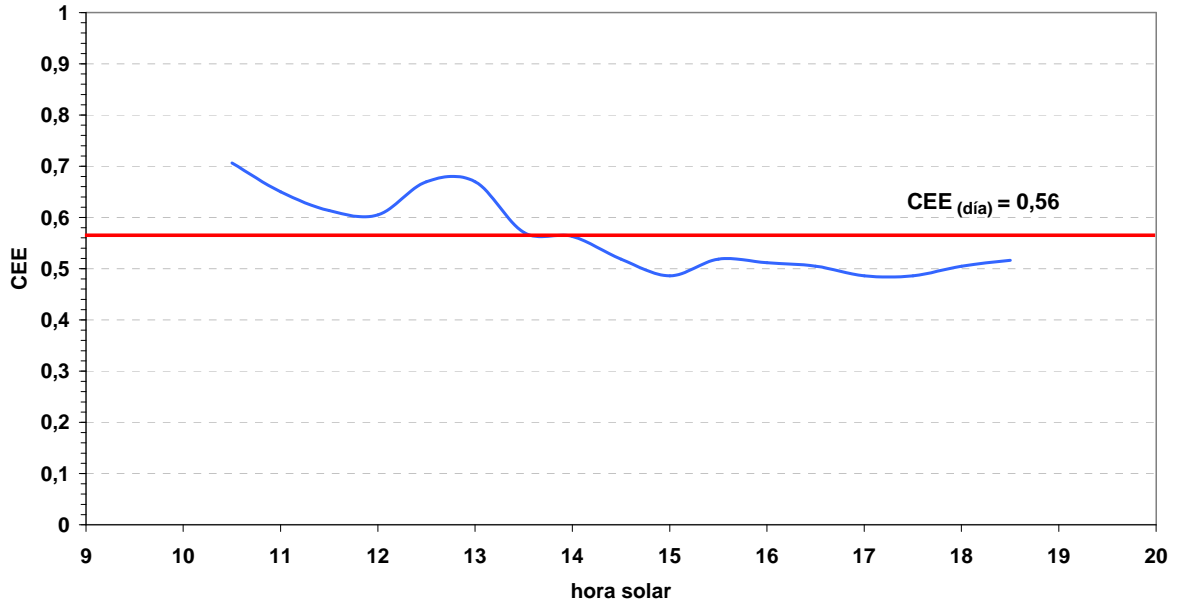


Figura 4.15. CEE térmico (04/08/05).

4.5.3 Día muy caluroso: $t_{\text{ebs}}(\text{max})=41,3^{\circ}\text{C}$ (07/08/05)

En la figura 4.16 se muestran las temperaturas de entrada y salida del agua al generador y al evaporador, así como las temperaturas del agua y el aire en el aerotermo. También se muestran la temperatura del aire a la entrada y salida del fancoil del local.

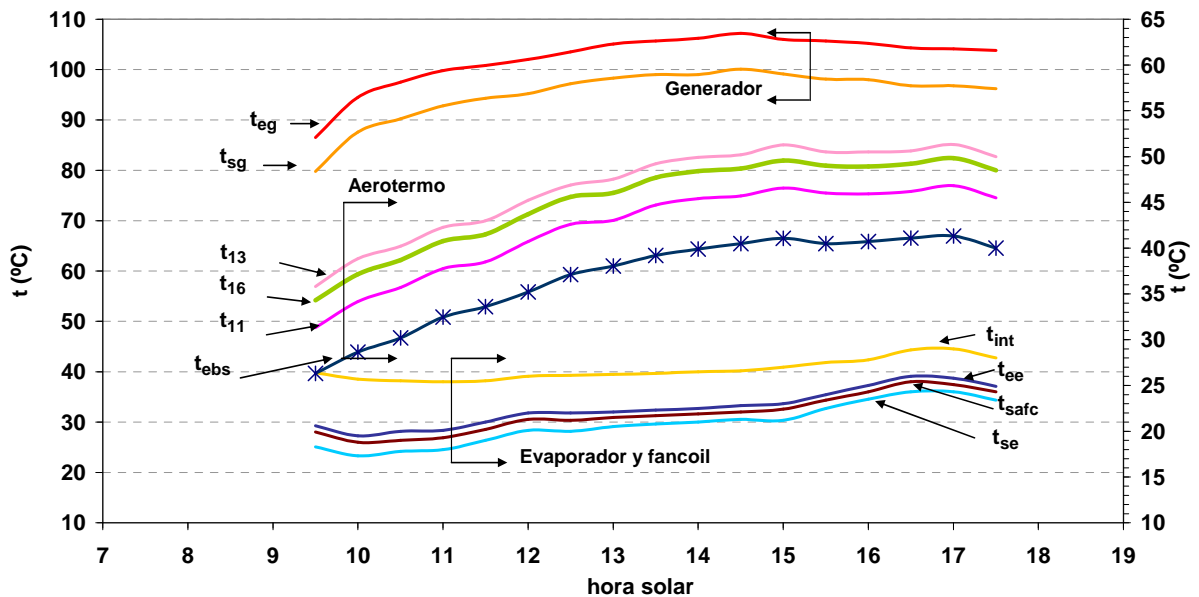


Figura 4.16. Temperaturas de entrada y salida de fluidos: generador, evaporador, aerotermo y fancoil (07/08/05).

4.5 Resultados experimentales de tres días característicos

La temperatura de entrada al generador varió desde 86,5°C hasta 107°C. A continuación se muestran resultados para tres instantes:

10:00h: con $t_{\text{ebs}}=28,6^\circ\text{C}$ y $t_{\text{eg}}=94,5^\circ\text{C}$, se obtuvo $t_{\text{ee}}=19,5^\circ\text{C}$; $t_{\text{se}}=17,3^\circ\text{C}$; $t_{14}=34,1^\circ\text{C}$ y $t_{13}=38,8^\circ\text{C}$.

13:00h: con $t_{\text{ebs}}=38^\circ\text{C}$ y $t_{\text{eg}}=105^\circ\text{C}$, t_{se} aumenta hasta $20,5^\circ\text{C}$.

17:00h: con $t_{\text{ebs}}=41,3^\circ\text{C}$ y $t_{\text{eg}}=104,1^\circ\text{C}$, se obtuvo $t_{\text{ee}}=25,8^\circ\text{C}$; $t_{\text{se}}=24,3^\circ\text{C}$; $t_{11}=46,8^\circ\text{C}$ y $t_{13}=51,3^\circ\text{C}$. La diferencia entre t_{ebs} y t_{16} fue 5°C aproximadamente. La temperatura interior aumentó hasta 29°C , superando el límite establecido por el RITE para la temperatura de confort en verano.

Este día se observa que mientras t_{ebs} se mantuvo por debajo de 35°C , t_{int} permaneció aproximadamente constante en torno a $25,5^\circ\text{C}$.

En las figuras 4.3, 4.4 y 4.17 se observa que mientras t_{ebs} aumenta desde $28,6^\circ\text{C}$ hasta $41,3^\circ\text{C}$, Q_t aumenta desde 2,6 kW hasta 5,3 kW, y Q_e disminuye desde 5,4 kW hasta 3,62 kW. A partir de $t_{\text{ebs}}=36^\circ\text{C}$, la máquina no cubre Q_t . En la figura 4.17 se muestra Q_g , Q_e y Q_{aer} .

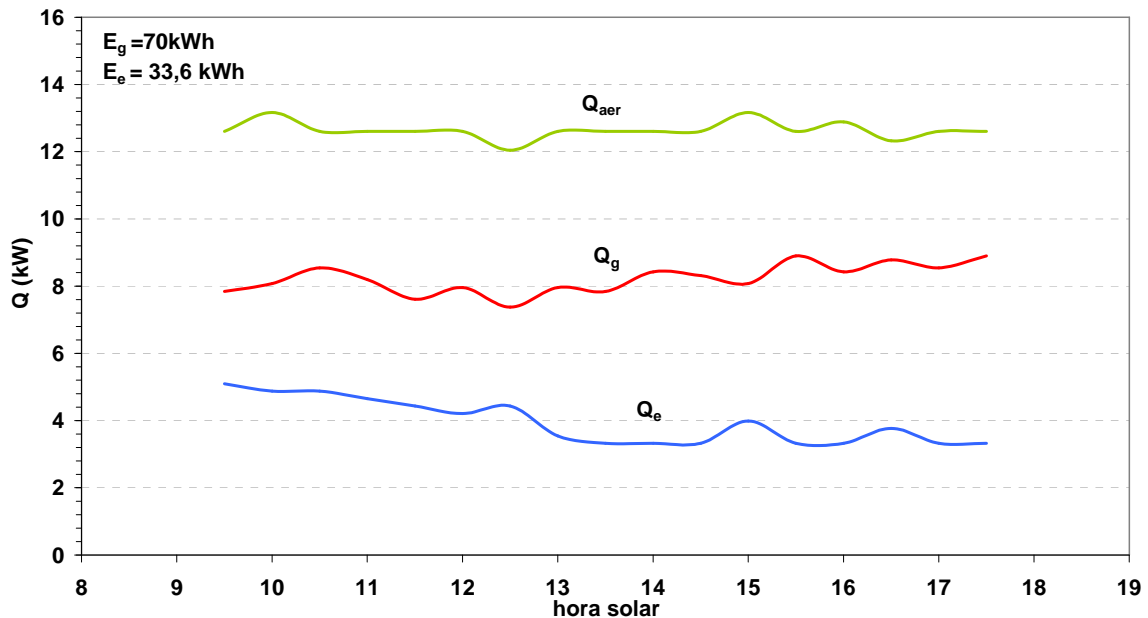


Figura 4.17. Potencia del generador, del evaporador y del aerotermo (07/08/05).

El calor aportado al generador fue 70kWh, mientras que el frío producido en el evaporador resultó ser 33,6kWh. Se cubrió el 70% de la demanda de frío del local de la jornada laboral.

En la figura 4.18 se muestra el CEE térmico instantáneo. El valor medio diario fue 0,48.

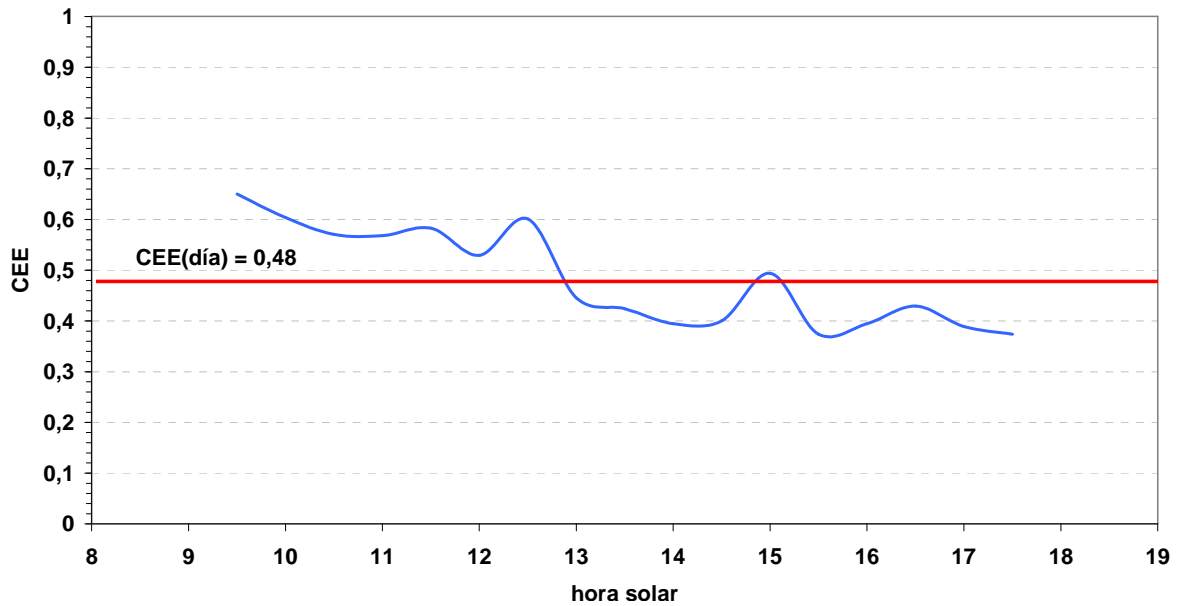


Figura 4.18. CEE térmico (07/08/05).

4.6 Resultados experimentales del período de ensayo

A continuación se muestran los resultados obtenidos para el período de ensayo de 20 días. En la figura 4.19 vienen representadas E_d , E_g y E_e .

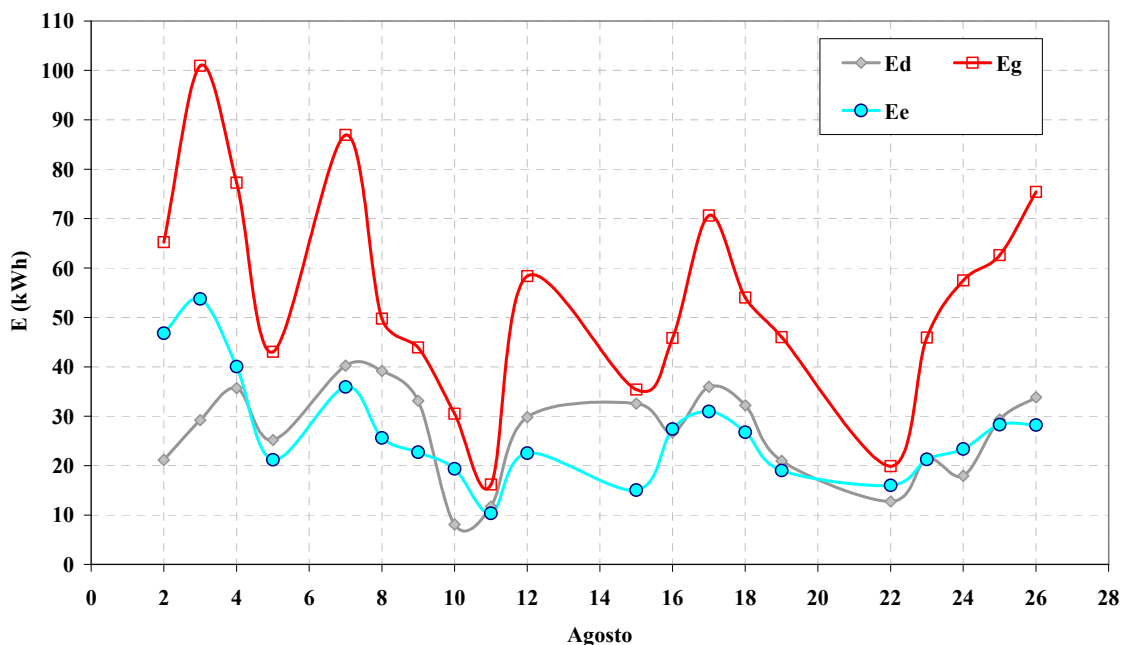


Figura 4.19. Demanda frío, calor al generador y frío en evaporador (Agosto 2005).

El calor total suministrado al generador fue $E_g=1.085,5$ kWh y el frío producido en el evaporador fue $E_e= 534,5$ kWh. Se cubrió el 60% de la demanda de frío. El CEE térmico del

período de ensayo, calculado como el cociente entre el frío total producido en el evaporador y el calor total aportado al generador, fue 0,49.

Según las especificaciones del fabricante, la potencia eléctrica nominal de la máquina es 1.200W. Esta potencia incluye: el motor que hace girar el tambor, la bomba de agua fría, la bomba del agua de enfriamiento del sistema re-cooling y el ventilador del aerotermo. La energía eléctrica necesaria durante todo el período de funcionamiento fue $E_{aux}=150$ kWh. Si se tiene en cuenta E_{aux} y se considera que la eficiencia del sistema eléctrico español en su conversión de energía primaria a electricidad es $\eta_{cen} = 0,38$, el $\eta_{cen}=0,38$, el CEE_{elec} medio del período, calculado a partir de la ecuación (2.4), resultó ser 0,36.

4.6.1 Temperatura del agua de enfriamiento frente a t_{ebs}

En la figura 4.20 se muestran t_{11} y t_{13} frente a t_{ebs} . Se han representado las líneas de tendencia de los datos experimentales y se han obtenido las correlaciones (4.9) y (4.10).

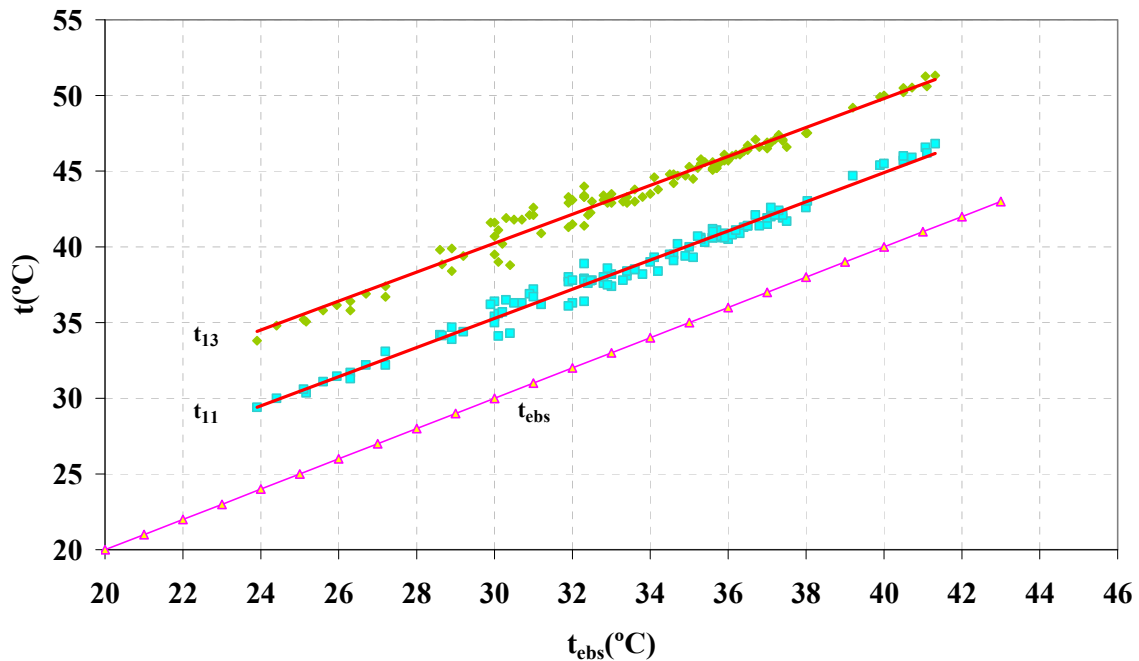


Figura 4.20. Temperatura del agua de entrada y salida del aerotermo frente a temperatura exterior de bulbo seco.

$$t_{11} = 0,9635t_{ebs} + 6,3705 \quad (4.9)$$

$$t_{13} = 0,9548t_{ebs} + 11,604 \quad (4.10)$$

De la correlación (4.9) se obtiene que t_{11} es aproximadamente $t_{ebs} + 5^{\circ}\text{C}$, y de la correlación (4.10) se obtiene que t_{13} es, aproximadamente, $t_{ebs} + 10^{\circ}\text{C}$.

4.6.2 t_{se} frente a t_{ebs}

En la figura 4.21 se muestra t_{se} frente a t_{ebs} . Para $29^{\circ}\text{C} \leq t_{ebs} \leq 35^{\circ}\text{C}$, la t_{eg} media fue 102°C , mientras que para $t_{ebs} > 35^{\circ}\text{C}$, la t_{eg} media fue 105°C .

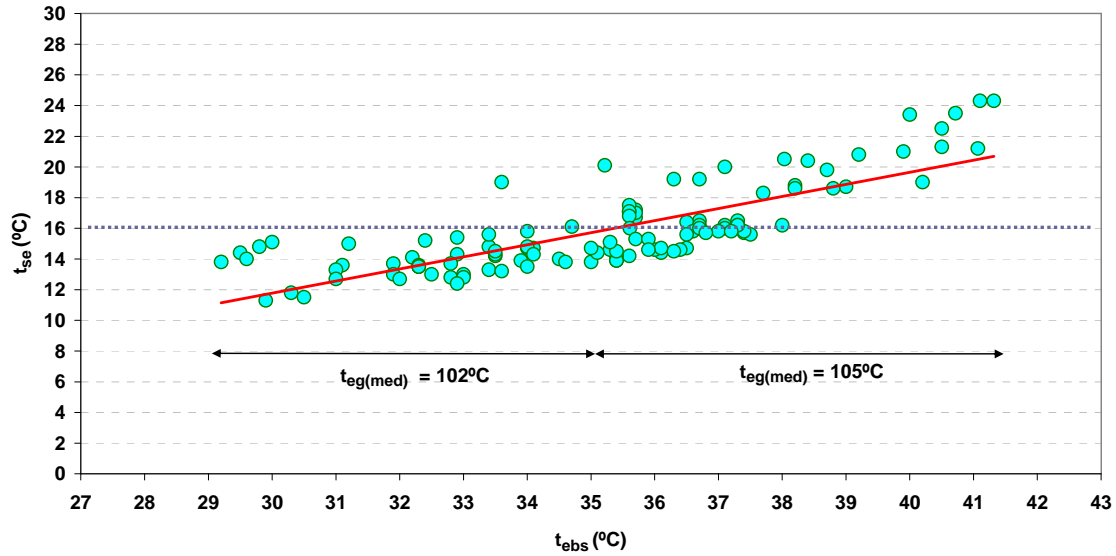


Figura 4.21 Temperatura de salida agua del evaporador frente a temperatura exterior de bulbo seco.

De los 114 puntos representados en la figura 4.21 se obtiene que:

- Con $29^{\circ}\text{C} \leq t_{\text{ebs}} \leq 35^{\circ}\text{C}$, y t_{eg} en torno a 102°C , en el 15% de los casos $t_{\text{se}} > 16^{\circ}\text{C}$.
- Con $35^{\circ}\text{C} < t_{\text{ebs}} \leq 38^{\circ}\text{C}$ y t_{eg} en torno a 105°C , en el 67% de los casos $t_{\text{se}} > 16^{\circ}\text{C}$.
- Con $t_{\text{ebs}} > 38^{\circ}\text{C}$ y t_{eg} en torno a 105°C , en el 100% de los casos $t_{\text{se}} > 16^{\circ}\text{C}$.

Es decir, a medida que aumenta t_{ebs} , aumenta t_{se} . Esto puede deberse a que al aumentar t_{ebs} , aumenta Q_t y, con ella, t_{ee} . Si el evaporador es capaz de enfriar el agua, t_{se} se mantiene constante o disminuye. Si no, la presión en el evaporador, P_e , aumenta, y por tanto, aumenta t_{se} . Otra causa puede ser la acumulación de vapor refrigerante en el evaporador como consecuencia de una mala absorción por parte de la disolución. Al aumentar t_{ebs} , aumenta t_{11} y por tanto, empeora el proceso de absorción de vapor refrigerante. La acumulación de vapor en el evaporador da lugar a un aumento de P_e , y con ella, un aumento de t_{se} .

La t_{se} más baja registrada de todo el período fue $11,3^{\circ}\text{C}$ (22/08/05) y se obtuvo con $t_{\text{ebs}} = 29,9^{\circ}\text{C}$ y $t_{\text{eg}} = 100,5^{\circ}\text{C}$.

4.6.3 Q_e frente a t_{ebs}

En la figura 4.22 se representa Q_e frente a t_{ebs} , para t_{eg} media de 102°C y 105°C . Se observa la tendencia decreciente de Q_e con t_{ebs} . Con $29^{\circ}\text{C} \leq t_{\text{ebs}} \leq 41,3^{\circ}\text{C}$, se obtiene: $6\text{ kW} \leq Q_e \leq 3,1\text{ kW}$ (disminuye hasta un 30% su capacidad nominal). Al aumentar t_{ebs} , aumenta t_{11} , lo que provoca una disminución en la capacidad de absorción de vapor refrigerante en la disolución. Si es menor la cantidad de refrigerante en la disolución que se bombea al generador, disminuye la masa de vapor refrigerante separado y, por tanto, disminuye Q_e .

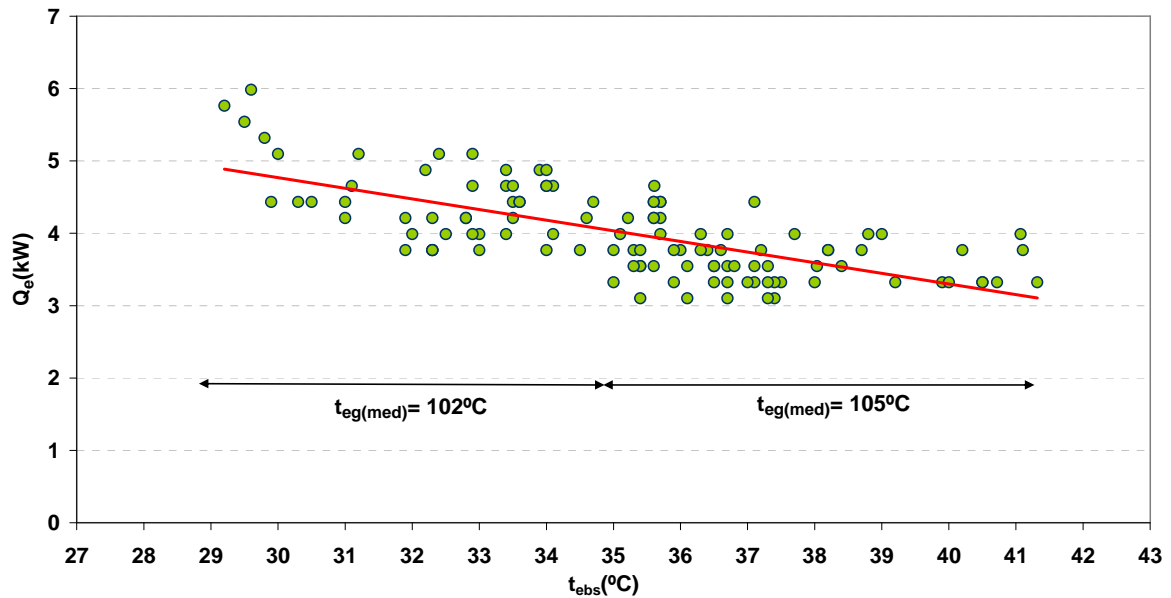


Figura 4.22. Potencia frigorífica del evaporador frente a temperatura exterior de bulbo seco.

4.6.4 CEE térmico frente a t_{ebs}

En la figura 4.23 se representa el CEE térmico, calculado según la ecuación (2.2), frente a t_{ebs} , para t_{eg} media de 102°C y 105°C. Se puede observar la disminución de CEE con t_{ebs} debido a la disminución de Q_e .

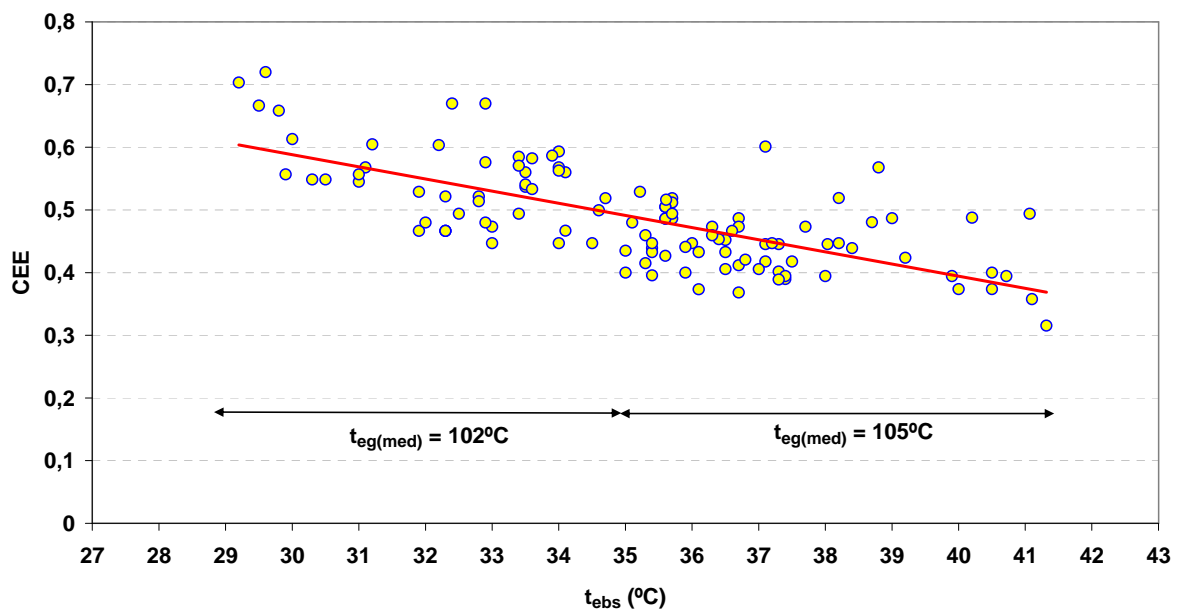


Figura 4. 23. CEE térmico frente a la temperatura exterior de bulbo seco (Agosto 2005).

Con $t_{ebs}=36$ °C, el CEE es, en la mayoría de los casos, inferior a 0,5.

4.7 Cálculo de incertidumbre

A continuación se realiza una estimación de los errores que se han podido cometer en la presentación de resultados. Se ha tenido en cuenta, tanto los errores de las medidas directas (temperaturas, caudales), como las indirectas, determinadas a partir de otras magnitudes medidas directamente (potencias, CEE).

La realización de las medidas directas trae consigo una serie de errores característicos, que son: los de *precisión*, debidos a la resolución del aparato de medida, los *sistemáticos*, que suelen deberse al mal funcionamiento o calibración del equipo de medida y *errores accidentales*, que son provocados por fuentes incontrolables y están presentes en todo experimento.

En la tabla 4.1 se muestran los errores de precisión de cada uno de los sensores que se han utilizado para las medidas directas.

Tabla 4.1 Errores de precisión de los sensores utilizados.

Sensor	Error
Termorresistencia Pt 100	$\pm 0,1 \text{ }^{\circ}\text{C}$
Caudalímetro ultrasónico Fluxus	$\pm 0,5\%-3\%$ lectura
Sistema adquisición de datos Yokogawa DC 100	$\pm 0,05\%$ de la lectura

Para dar el valor final del error de la magnitud considerada, hay que tener en cuenta toda la cadena de errores.

El error de las medidas indirectas es función de los errores de las medidas directas. El método para calcular este error es conocido como *propagación de errores*. Para estimar este error se puede usar la ecuación (4.11), (Klien y McClintock, 1953).

$$\Delta g = \sqrt{\sum \left(\frac{\partial g}{\partial x_i} \Delta x_i \right)^2} \quad (4.11)$$

Donde g es función de una serie de magnitudes directas x_1, x_2, \dots, x_n , y Δx_i es el error de la variable x_i .

Se ha aplicado esta ecuación para calcular la incertidumbre asociada a las potencias, rendimientos y CEE. En la tabla 4.2 se muestran estas incertidumbres.

Tabla 4.2 Tabla de Incertidumbres.

Magnitud	Error
Q_e	$\pm 6,5\%$
Q_g	$\pm 2,2\%$
CEE	$\pm 6,9\%$

4.8 Conclusiones

En este capítulo se han presentado resultados experimentales obtenidos con la máquina comercial con sistema re-cooling Rotartica 045v durante 20 días del verano de 2005. Se ha utilizado como fuente de calor un tanque de aceite térmico calentado por resistencias eléctricas y se ha climatizado mediante fancoil un local de 40m². Los resultados fueron publicados en la revista Applied Thermal Engineering en 2007 (Izquierdo et al. 2007).

- La demanda total del período de ensayo fue $E_d=0,9$ MWh, siendo $E_g=1.085,5$ kWh; $E_e=534,5$ kWh y $E_{aux}=150$ kWh.
- Para $29^\circ\text{C} \leq t_{\text{ebs}} \leq 41,3^\circ\text{C}$ se obtuvieron temperaturas de entrada del agua de alimentación entre 100°C y 107°C y temperaturas de salida del agua fría entre $11,3^\circ\text{C}$ y $24,3^\circ\text{C}$. La capacidad frigorífica disminuyó desde 6kW hasta 3,1kW y el CEE (aplicando la ecuación 2.2) desde 0,72 hasta 0,31.
- Se presentan correlaciones para obtener la temperatura de entrada y salida del agua del aerotermo en función de t_{ebs} . A partir de ellas se obtiene que, aproximadamente, $t_{13} = t_{\text{ebs}} + 10^\circ\text{C}$ y $t_{11} = t_{\text{ebs}} + 5^\circ\text{C}$.
- Los días en los que $t_{\text{ebs}} < 36^\circ\text{C}$, Q_t es cubierta por la máquina, y t_{int} se encuentra dentro del rango establecido por el RITE.
- El CEE térmico medio del periodo de ensayo, sin considerar la energía eléctrica de los equipos auxiliares, fue 0,49. Si se tiene en cuenta esta energía, el CEE_{elec} resultó ser, en términos de energía primaria, 0,36.
- Los resultados obtenidos, respecto a temperatura de trabajo y potencia en el generador, permitieron realizar el diseño de la instalación de energía solar que se describe en el siguiente capítulo. Para $t_{\text{ebs}}=30^\circ\text{C}$ la instalación debe ser capaz de suministrar agua caliente en torno a 100°C , y con $t_{\text{ebs}}=35^\circ\text{C}$ ser capaz de alcanzar 105°C .

4.9 Nomenclatura

A	área, m ²
CEE	coeficiente de eficiencia energética
c_p	calor específico, J/kgK
E	energía, kWh
h_{fg}	entalpía de cambio de fase, kJ/kg
I	radiación solar, W/m ²
k_G	coeficiente global de transferencia de calor, W/m ² K
M	caudal, m ³ /h

m	flujo másico, kg/s
N	número
q	flujo de calor, kW/m ²
Q	potencia térmica, kW
renv	renovaciones
t	temperatura, °C
U	coeficiente global de transferencia de calor, W/m ² K.
V	volumen, m ³
W	potencia eléctrica, kW
w	relación de humedad, kg _{vapor} /kg _{aire}

subíndices

aer	aerotermino
aux	auxiliar
cen	central eléctrica
crist	acristalamiento
d	demanda
e	evaporador
eafo	entrada aire al fancoil
ebs	exterior de bulbo seco
ee	entrada agua al evaporador
eg	entrada fluido exterior al generador
elec	electricidad
equip	equipo
evap	evaporador
ext	exterior
f	factor de simultaneidad
g	generador
H	horizontal
ilum	iluminación
int	interno
lab	laboratorio
max	máximo
min	mínimo
pers	personas
rad	radiación
safo	salida aire del fancoil
se	salida del agua evaporador
sg	salida fluido exterior del generador
t	térmico
trans	transferencia
vent	ventilación

Capítulo 5: Instalación solar

Contenido

- 5.1 *Introducción*
 - 5.2 *Instalación solar*
 - 5.3 *Descripción de componentes*
 - 5.4 *Conclusiones*
 - 5.5 *Nomenclatura*
-

5.1 *Introducción*

Desde el año 2007, el Instituto de Ciencias de la Construcción Eduardo Torroja (IETcc) del CSIC y la Universidad Carlos III de Madrid (UC3M) participan en el Proyecto Singular y Estratégico INVISIO: *Industrialización de Viviendas Sostenibles*, financiado por el Ministerio español de Ciencia y Tecnología. Dentro de este proyecto, el IETcc dirige el subproyecto SP3, titulado *Generación Sostenible de Energía en Viviendas*. Uno de los objetivos es el uso de energías renovables y su integración en los edificios. Entre ellos, se encuentra la utilización de la energía solar como fuente de calor de máquinas de absorción condensadas por aire para la climatización. Este modo de climatización para el uso residencial previene los problemas de la legionelosis, reduce el consumo de agua y protege el medio ambiente.

En este capítulo se describe la instalación solar térmica que produce el calor y temperatura necesarios para alimentar el generador de las máquinas de absorción del Subproyecto SP3.

5.2 *Instalación solar*

La finalidad de una instalación solar es la de cubrir la *demanda* de calor y *temperatura* de una determinada aplicación. En este caso, la aplicación es una máquina de absorción de simple efecto. La *temperatura* es la que ha de tener el fluido caliente que se suministra al generador para que hierva la disolución (t_{eg}). Depende de t_{ebs} , de t_e , de la geometría del generador y de las propiedades físicas de los fluidos (agua y disolución), etc. En el capítulo anterior se pudo comprobar que para $t_{ebs}=30^{\circ}\text{C}$ la instalación debe ser capaz de suministrar agua caliente en torno a 100°C y con $t_{ebs}=35^{\circ}\text{C}$ ser capaz de alcanzar 105°C . La *demanda* es el calor que se necesita aportar al generador (Q_g) para que la máquina de absorción sea capaz de cubrir la carga térmica del edificio, que en este caso es 4,5 kW, aproximadamente.

En la figura 5.1 se muestra el esquema de la instalación solar realizada. Está compuesta por tres circuitos:

- *El circuito primario:* formado por un campo de colectores solares, una red de tuberías, un fluido térmico, una bomba (B_1) y el lado caliente de un intercambiador de calor de placas (ICP).

La radiación solar incidente sobre los colectores se transforma en calor. Parte de este calor es aprovechado por el fluido que circula por su interior. La B_1 impulsa el fluido del circuito primario a través de los colectores y del ICP, donde transfiere el calor al fluido del circuito secundario.

- *El circuito secundario:* formado por el lado frío del intercambiador de placas (ICP), una red de tuberías, un fluido térmico, una bomba (B_2) y un tanque de almacenamiento.

La B_2 impulsa el fluido desde el tanque de almacenamiento hasta el ICP. En ICP, el fluido aumenta su temperatura al recibir el calor del fluido del circuito primario y retorna al tanque.

- *El circuito terciario:* formado por el tanque de almacenamiento, una red de tuberías, una bomba (B_3) y el generador de la máquina de absorción.

La B_3 impulsa el fluido caliente desde el tanque de almacenamiento hasta el generador de la máquina de absorción.

Además de estos componentes principales, la instalación debe contar con otros elementos necesarios para el buen funcionamiento del conjunto.

- *Sistema de llenado:* Formado por una bomba (B_{llenado}), una red de tuberías y un depósito. Su función es la de llenar de fluido el circuito primario.
- *Vaso de expansión* Su función es la de absorber la variación de volumen del fluido circulante causado por el aumento de su temperatura, con el fin de evitar roturas en los componentes de la instalación, como consecuencia del aumento de la presión. Se instala uno en cada circuito.
- *Disipador de calor:* Es un aerotermo cuya función es la de disipar al exterior el calor en exceso que no va a ser utilizado por la aplicación.
- *Sistema de control:* Una centralita de control gestiona el arranque y la parada de las bombas de los circuitos para el mejor aprovechamiento de la energía.
- *Otros:* filtros, para mantener limpios los circuitos; purgadores, para eliminar el aire de las tuberías; válvulas de corte para impedir el paso del fluido; válvulas anti-retorno para proteger los rodets de las bombas de los golpes de ariete, y válvulas de sobrepresión.

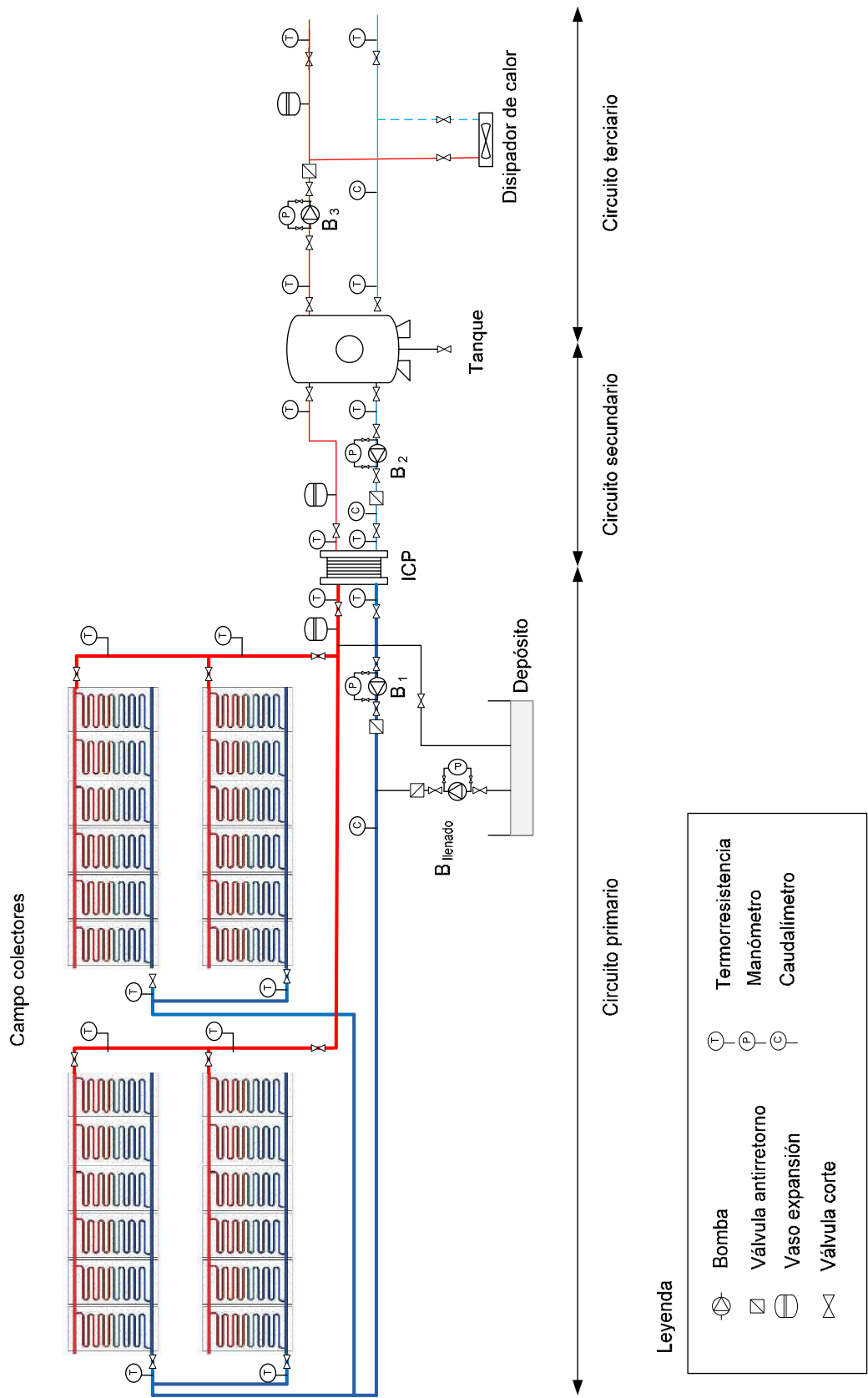


Figura 5.1 Esquema básico de la instalación solar.

5.3 Descripción de componentes

5.3.1 Campo de colectores

El colector es el componente principal de la instalación solar. Es el que transforma la energía procedente del Sol en energía térmica que posteriormente será utilizada para el proceso. En función de la temperatura demandada por la aplicación, se utilizará un determinado tipo de colector. Los colectores planos alcanzan temperaturas de 90°C, los de vacío (baja concentración) pueden llegar a 150°C, los de media concentración 300°C y los de alta concentración pueden llegar a fundir metales.

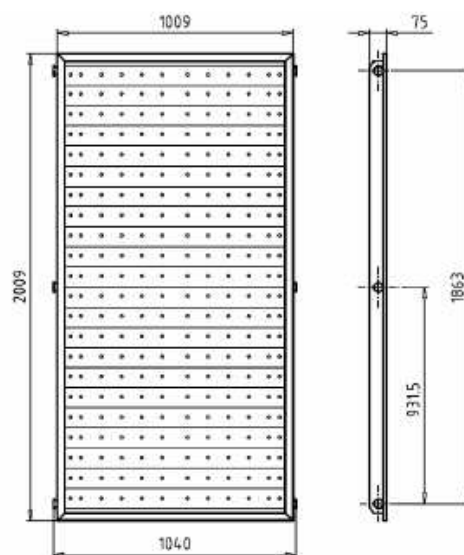
El área total del campo de colectores determina la fracción solar que es capaz de ofrecer la instalación. Pretender cubrir el 100% de la demanda de frío para todo el período estacional puede suponer un sobredimensionamiento de la instalación, con la penalización económica que eso supone, y un derroche de energía en aquellos días que poseen mucha radiación y poca demanda térmica. Por otro lado, el proyectar un campo solar con insuficiente área de colectores puede suponer no cubrir la demanda básica y requerir sistemas convencionales de apoyo. Por tanto, se ha de llegar a una solución de compromiso.

La instalación está formada por 24 colectores del tipo plano de vacío marca Solever V-500 con un A_{col} total de 48m² y 42,2m² de área útil, es decir, 9m² útiles de colector por KW de frío producido. Este valor es superior al encontrado en otras publicaciones, que se sitúa en torno a 3,5 m²/kW de frío (Eicker et al. 2009, Henning 2007).

En la figura 5.2 se muestra el colector cuyas dimensiones son 1.009 x 2.009 x 75 mm. El área de apertura, según el fabricante, es igual que la de absorción: 1,76m².



(a)



(b)

Figura 5.2 (a) Colector Solever V-500 y (b) Dimensiones colector Solever V-500.

Componentes del colector solar:

Está formado por los siguientes componentes:

- *Absorbedor:* Es el componente que absorbe la radiación solar, la transforma en calor y la transfiere a un fluido térmico para su posterior utilización. Está formado por una placa plana metálica en la que se inserta un serpentín por el que circula el fluido. Para conseguir que la absorción de la radiación solar sea máxima y reducir pérdidas por emisión debido a su calentamiento, se utilizan recubrimientos selectivos, que poseen un alto coeficiente de absorción (α) de las longitudes cortas de la radiación solar y bajo poder de emisión (ϵ) de las longitudes infrarrojas que emite el absorbedor.

El absorbedor del colector Solever V-500 es una placa plana de 0,4 mm de espesor y 1,76 m² de superficie. Está fabricado de Al₂O₃ con solución coloidal de níquel con tratamiento selectivo. Su coeficiente de absorción mínimo es $\alpha=0,94$ y su coeficiente de emisión máximo es $\epsilon=0,16$. El serpentín utilizado es un tubo de cobre de 12mm de diámetro exterior, 11m de longitud y 1mm de espesor. Tiene una capacidad de 1,3l y su configuración es la de meandro vertical (figura 5.3).



Figura 5.3 Serpentín del Colector Solever V-500.

En la figura 5.4 se muestra un detalle de la unión del absorbedor y el serpentín.

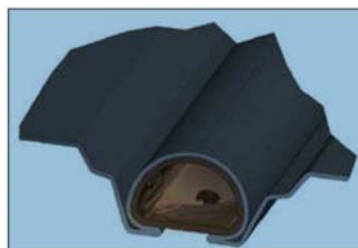


Figura 5.4 Detalle de unión absorbedor-serpentín (Solever V-500).

- *Cubierta:* La función de la cubierta es permitir el paso de la radiación de longitud de onda corta de la luz solar, atenuar las pérdidas de calor por emisión del absorbedor y evitar que el aire exterior entre en contacto con el absorbedor, evitando así pérdidas por convección. En contrapartida, la cubierta encarece el colector y disminuye la radiación solar que llega al absorbedor. De la radiación solar incidente en la cubierta, parte se refleja, parte se absorbe y parte es transmitida al absorbedor. La transmitancia (τ) es función de la calidad del cristal y del ángulo de incidencia solar.

La cubierta del colector Solever V-500 es de cristal de seguridad ESG (vidrio templado de elevada resistencia térmica y mecánica). Tiene un área 2.000x1.000 mm y 4mm de espesor.

- *Lamina reflectante*: Su función es reflejar la radiación emitida por el absorbedor para que sea aprovechada por el serpentín. La lámina del colector Solever V-500 está fabricada en aluminio y tiene 0,1 mm de espesor.
- *Aislamiento térmico*: Una característica significativa de este panel es su aislamiento térmico. El aire que queda almacenado en el interior del colector durante su fabricación, es extraído casi en su totalidad mediante una bomba de vacío durante la puesta en marcha de la instalación. Esto hace que su rendimiento sea superior a un panel plano convencional ya que se reducen las pérdidas por convección. En la figura 5.5 se muestra la toma de vacío y el manómetro.



Figura 5.5 Toma de vacío del colector.

- *Estructura soporte*: Debido a que el interior del colector Solever V-500 se encuentra por debajo de la presión atmosférica, se necesita una estructura que sirva de soporte a la cubierta de cristal. En la figura 5.6 se puede ver una imagen de esta estructura. Está formada por láminas de cobre, figura 5.6 (a), sobre las que hay instalados 264 cilindros huecos de 65mm de longitud fabricados en acero inoxidable, denominados separadores, figura 5.6 (b). La base de los cilindros se apoya en la estructura de cobre y todo ello sirve de apoyo a la cubierta de cristal.

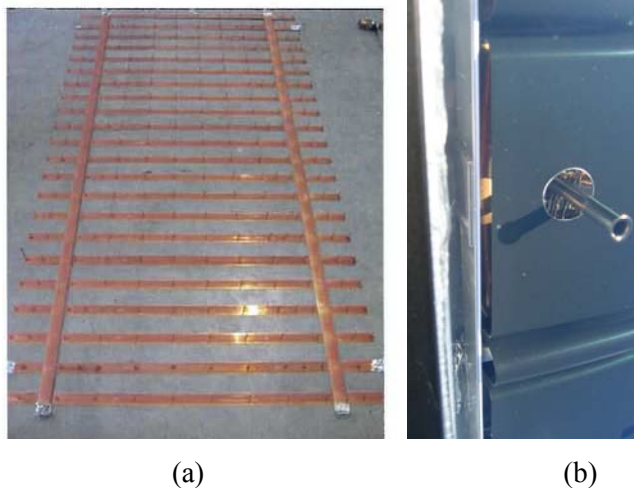


Figura 5.6 (a) Estructura soporte (b) cilindro separador bajo la cubierta de cristal (Solever V-500).

- *Caja*: Su función es la de proteger y soportar los componentes del colector y permitir su anclaje y sujeción. De tipo bañera, fabricada con una aleación de Al-Mg de una sola pieza. La base tiene un área 2.009 x1.009 mm. Los laterales suman un área total de 0,28 m² y la parte frontal y posterior de 0,15 m². Su espesor es de 1mm.

El colector debe ser estanco, ya que cualquier entrada del aire, polvo o humedad del exterior, disminuiría su rendimiento y provocaría su deterioro. Su masa en vacío es 47,7 kg, la temperatura mínima de diseño es -30°C y su presión máxima 6 bar.

Rendimiento

De la energía solar que llega al colector, no toda es aprovechada como calor útil por el fluido. La ecuación 5.1 representa el balance de energía en el colector (Izquierdo, 2000).

$$A_{col}(I_{col}\alpha\tau) = Q_{fcol} + P_{norm} + P_{almac} + P_v \quad (5.1)$$

donde A_{col} es el área del colector, I_{col} la radiación incidente, α el coeficiente de absorción, τ el coeficiente de transmisión de la cubierta, Q_{fcol} la potencia útil que recibe el fluido, P_{norm} las pérdidas de calor en condiciones normalizadas, P_{almac} las pérdidas de calor por acumulación en los componentes y P_v las pérdidas de calor por efecto del viento (Duffie y Beckmann, 2006).

El rendimiento del colector se define como el cociente entre la potencia útil que recibe el fluido, Q_{fcol} , y la radiación solar global incidente sobre el colector, $I_{col}A_{col}$ (ecuación 5.2).

$$\eta_{col} = \frac{Q_{fcol}}{I_{col} \cdot A_{col}} \quad (5.2)$$

La potencia que recibe el fluido térmico del primario viene definida por la ecuación 5.3.

$$Q_{fcol} = m_{fcol} \cdot cp_{fcol} \cdot (t_{ecol} - t_{scol}) \quad (5.3)$$

El rendimiento del colector se puede obtener por métodos experimentales, ya que tanto la temperatura de entrada al colector, t_{ecol} , como la de salida t_{scol} , el caudal m_{fcol} , la radiación solar I_{col} , y el área, A_{col} , pueden ser medidos. Sin embargo, no es posible obtener el rendimiento mediante cálculo previo al montaje de la instalación ya que se desconocen las variables ambientales.

La función que determina el rendimiento de un colector comercial se denomina curva de normalización y se obtiene mediante un procedimiento experimental denominado proceso de normalización, en el que se sigue una serie de pautas y en el que no se tiene en cuenta, entre otros aspectos, la influencia del viento (Duffie y Beckman, 2006). En España, los organismos encargados de realizar los ensayos son el Instituto Nacional de Tecnología Aeroespacial (INTA) y el Centro Nacional de Energías Renovables (CENER). La homologación es realizada por el Ministerio de Industria, Turismo y Comercio.

La curva de normalización facilitada por los fabricantes del colector Solever V-500 viene dada por la figura 5.7 o por la ecuación (5.4). Los ensayos fueron realizados por el INTA.

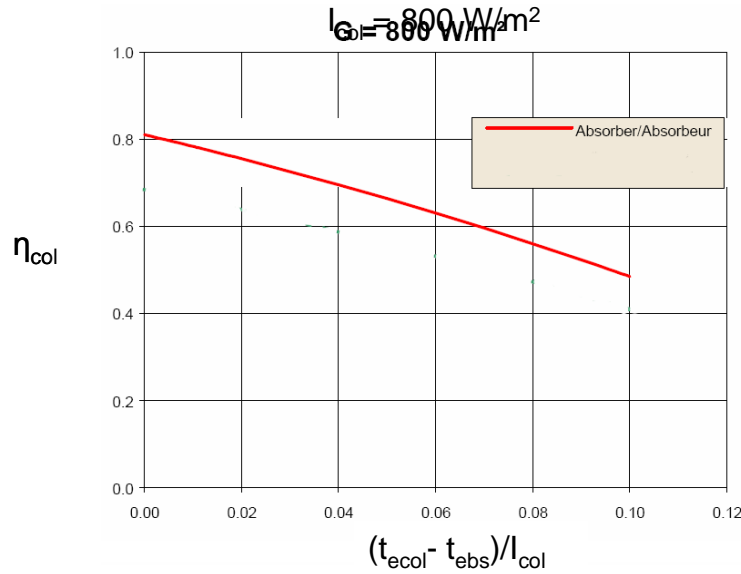


Figura 5. 7 Curva de normalización del colector Solever V-500.

$$\eta_{col} = 0,81 - 2,61 \left(\frac{t_{ecol} - t_{ebs}}{I_{col}} \right) - 0,008 \frac{(t_{ecol} - t_{ebs})^2}{I_{col}} \quad (5.4)$$

De la ecuación obtenemos que el rendimiento óptico es 0,81, el coeficiente de pérdida de primer orden es $a_1 = - 2,61 \text{ W/m}^2\text{K}$ y el de segundo orden $a_2 = - 0,008 \text{ W/m}^2\text{K}^2$.

Inclinación, orientación y disposición de los colectores

Con objeto de interceptar la mayor radiación solar posible, los colectores deben instalarse con una orientación e inclinación óptimas. La orientación óptima es la que corresponde al ángulo azimutal 0° . En colectores que no son de seguimiento, la solución óptima, para el período de verano, consiste en inclinar el colector respecto al plano horizontal un ángulo igual a la latitud del lugar menos 10° . En el caso del subproyecto SP3, los edificios donde van ubicados tienen orientación Sur y sus tejados han sido construidos con una inclinación de 30° . Por tanto, el campo de colectores de la instalación de frío se instaló según estas especificaciones.

Inclinación, orientación y disposición de los colectores

Con objeto de interceptar la mayor radiación solar posible, los colectores deben instalarse con una orientación e inclinación óptimas. La orientación óptima es la que corresponde al ángulo azimutal 0° . En colectores que no son de seguimiento, la solución óptima, para el período de verano, consiste en inclinar el colector respecto al plano horizontal un ángulo igual a la latitud del lugar menos 10° . En el caso del subproyecto SP3, los edificios donde irán ubicados tienen

orientación Sur y sus tejados han sido contruidos con una inclinación de 30°. Por tanto, el campo de colectores de la instalación de frío se instaló según estas especificaciones.

En cuanto a la disposición de los colectores, los 24 paneles se han distribuido en 4 baterías de 6 unidades cada una. El caudal total del circuito primario se distribuye en paralelo. Primero se distribuye a las 4 baterías de colectores, y posteriormente se reparte por cada uno de los 6 colectores de cada batería (figura 5.1). Para evitar que exista un camino prioritario del fluido y con ello descompensación por pérdidas de carga en los circuitos, se ha realizado una distribución con retorno invertido (figura 5.8). De esta manera se consigue que por cada colector circule, aproximadamente, el mismo caudal, consiguiendo así un equilibrio hidráulico en el circuito primario y la misma potencia en cada colector.

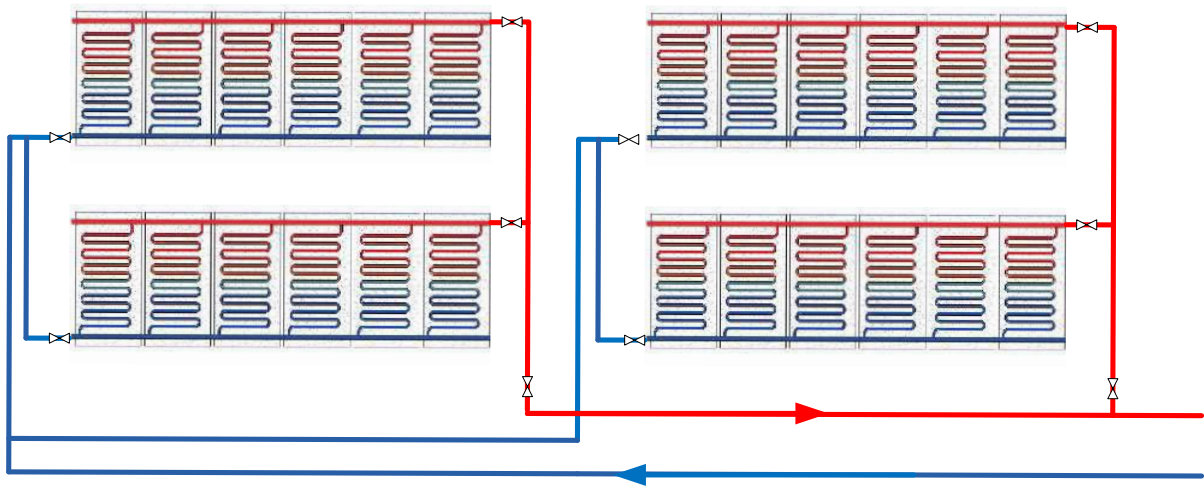


Figura 5.8 Batería de colectores del campo solar.

5.3.2 Fluido térmico

El agua es el fluido que mejores propiedades tiene para la transferencia de calor, sin embargo, como la instalación se encuentra situada en el exterior y ha de soportar temperaturas por debajo de 0°C se necesita utilizar una disolución de agua con anticongelante, para reducir el punto de congelación del fluido y prevenir así roturas. La proporción de anticongelante que incorpora la mezcla provoca variación en las propiedades físicas con respecto al agua pura:

- aumento de la viscosidad.
- disminución del calor específico.
- aumento de la densidad.
- disminución de la conductividad térmica.
- aumento en la temperatura de ebullición.
- deterioro a elevadas temperaturas (~ 130°C) (ASHRAE).

El caudal nominal del circuito primario ha sido 1,7m³/h y se ha utilizado una disolución de agua con etilenglicol al 30%. Con esta proporción, se pueden alcanzar temperaturas entre -10°C y 125°C, obteniendo densidades entre 1.054-979kg/m³, capacidades caloríficas entre 3,56-3,94 kJ/kgK, viscosidad dinámica entre 6,19-0,36 Pa·s y conductividad térmica entre 0,41-0,5 W/mK (ASHRAE). El caudal nominal de los circuitos secundario y terciario ha sido

1,3 m³/h y 1 m³/h respectivamente y se ha utilizado una disolución de agua con etilenglicol al 10%. Con esta proporción, la densidad está entre 1.011-953 kg/m³, el calor específico entre 3,94-4,15 kJ/kgK, la viscosidad dinámica entre 2,08-0,28 Pa·s y la conductividad térmica entre 0,51-0,612 W/mK (ASHRAE).

5.3.3 Intercambiador de calor de placas

La función del intercambiador de calor es la de transferir la potencia térmica del fluido del circuito primario al fluido del circuito secundario. El Código Técnico de la Edificación (CTE) establece que la potencia mínima del intercambiador (Q_{ICP}) se determinará para las condiciones de trabajo en las horas centrales del día suponiendo una radiación solar de 1.000 W/m² y un rendimiento de la conversión de energía solar a calor del 50%, cumpliéndose la condición $Q_{ICP} \geq 500 A_{col}$, donde A_{col} es el área total de captadores.

El ICP tiene una potencia nominal de 25 kW y 32 placas de acero inoxidable termosoldadas modelo IPT601 de ALFA LAVAL. Por el lado caliente (A1-A2, figura 5.9) circula el fluido del circuito primario con temperaturas comprendidas entre 30-115°C y por el lado frío, en contracorriente (C1-C2, figura 5.9), circula el fluido del circuito secundario con temperaturas comprendidas entre 60-108°C aproximadamente. A partir de la figura 5.9 y de la tabla 5.1 se puede obtener las dimensiones.

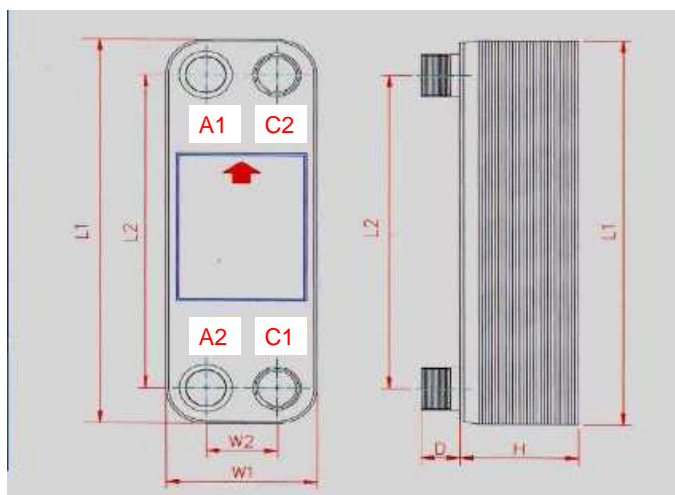


Figura 5.9 Dimensiones del intercambiador de placas de la instalación solar.

Tabla 5.1 Características del intercambiador de placas modelo IPT60.

Modelo	Nº Placas	Código	PRECIO (€)	Potencia (kW)	Dimensiones (mm)							Pérdida de carga [mca]	
					L1	L2	W1	W2	D	H	Conex	Primario	Secundario
IPT601	32	30920200	195,10	25	194	154	80	40	20	10+2.25*nº placas	3/4"	1,63	0,26

P máx. prueba(bar)	P máx. funcionamiento(bar)	T de funcionamiento (°C)	Área/placa(m²)	Peso (kg)
43	30	-160-200	0.0123	0.8+0.05*nº placas

Para evitar pérdidas de calor al exterior, el intercambiador se aisló con polietileno de 30 mm de espesor.



Figura 5.10 Intercambiador de placas aislado y montado en la instalación solar.

5.3.4 Tanque de almacenamiento

Su función es la de almacenar el calor procedente de los colectores solares para su utilización en los períodos en los que exista carga térmica. En función de si el fluido en el interior del tanque presenta diferencias de temperatura o no, se dice que el tanque está estratificado o que se encuentra mezclado. La estratificación térmica se produce por la diferencia de densidades del fluido como consecuencia de la diferencia de temperatura. Además de la diferencia de densidades, hay otros factores que también influyen en la estratificación, como pueden ser la localización y geometría de las entradas y salidas de líquido, el caudal volumétrico, la relación entre el diámetro y la altura del tanque o las diferencias de temperatura entre el caudal de entrada y el de salida (Shah et al., 2003). La investigación sobre la estratificación térmica en los tanques ha sido intensamente estudiada desde los años 70 (Lavan y Thomson, (1977), Cabelli, (1977), Viskanta et al., (1977), Wood et al., (1981)). Algunos investigadores (Van Koppen et al., (1979); Furbo y Mikkelsen, (1987), Kenjo et al., (2007)) demostraron que mediante la estratificación del tanque, la temperatura de entrada al colector podía ser más baja y aumentar su eficiencia, así como la eficiencia de toda la instalación.

En esta instalación se ha optado por utilizar un tanque con estratificación. En la figura 5.11 se muestra el tanque de almacenamiento. El tanque utilizado es un acumulador cilíndrico de 1,5 m³ de capacidad. Tiene un diámetro de 1.260 mm y una altura de 1.600 mm. Está fabricado en acero con revestimiento epóxico y aislado mediante espuma de poliuretano de 80 mm de espesor. El coeficiente global de transferencia de calor es 0,45 W/m²K. En su parte superior, está provisto de un purgador, un manómetro, una válvula de seguridad y una llave de corte.

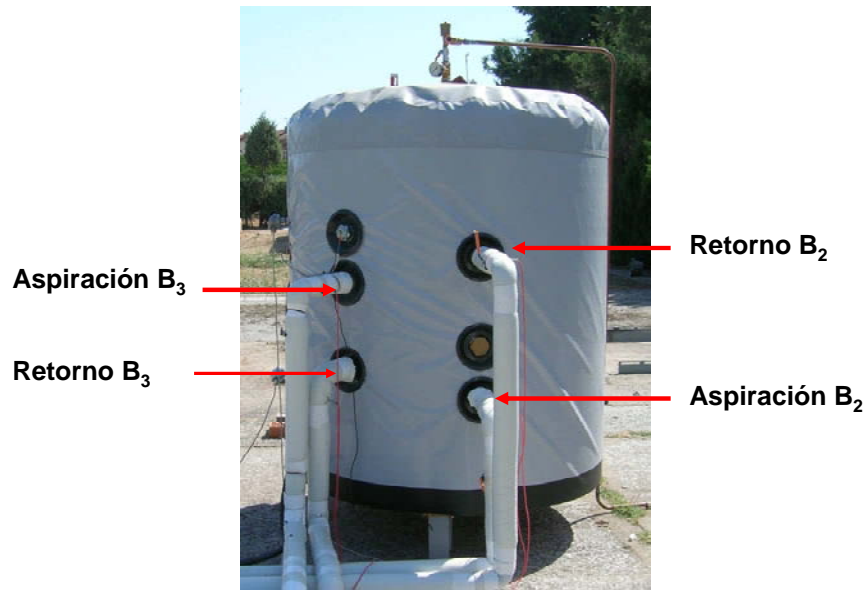


Figura 5.11 Tanque de almacenamiento.

5.3.5 Tuberías

El material utilizado para las tuberías de los tres circuitos hidráulicos ha sido cobre, debido a su compatibilidad con el fluido de trabajo, a su gran resistencia a la corrosión atmosférica y acuosa, su alta resistencia al cambio de temperaturas, y a su sencillez y fiabilidad de montaje mediante uniones.

Como parámetro de diseño se estableció que la velocidad del fluido por el interior de los circuitos no superara 1m/s. Por tanto, teniendo en consideración esta condición, se utilizaron tuberías con diámetro interior de 28 mm con un espesor de tubo de 1 mm.

Otro aspecto importante es el aislamiento térmico de las tuberías. El RITE establece un espesor mínimo en función de la temperatura máxima del fluido que circula por el interior de la tubería, de su diámetro exterior, así como de su localización, interior o exterior. Este espesor mínimo es válido para materiales con una conductividad térmica de 0,04 W/mK a 20°C. Para materiales con otra conductividad, el espesor mínimo se obtiene a partir de la ecuación (5.5).

$$esp = \frac{D_{int}}{2} \left[\exp \left(\frac{k}{0,04} \cdot \ln \left(\frac{D_{int} + 2 \cdot esp_{ref}}{D_{int}} \right) \right) - 1 \right] \quad (5.5)$$

Las tuberías de la instalación se han cubierto con 30 mm de aislamiento tubular flexible K-flex con forro de PVC con una conductividad térmica en torno a 0,039 W/m²K a 10°C.

Por otro lado, para evitar pérdidas de carga y de calor en los conductos, la longitud de las tuberías se ha hecho lo más corta posible dada la ubicación del campo de colectores y el edificio a climatizar. El circuito primario tiene una extensión de 84 m, el secundario de 42,2 m y el terciario de 72 m.

5.3.6 Bombas

Para la elección de las bombas, hay que tener en cuenta tanto la curva de carga de la instalación como la curva de carga de la bomba. Además, han de ser resistentes a la corrosión y aguantar las altas temperaturas de los fluidos en los circuitos. Las bombas B_1 , B_2 y B_3 se utilizan para impulsar el fluido por los circuitos primario, secundario y terciario respectivamente (Figura 5.1). Son bombas centrífugas en línea de rotor húmedo de la marca Wilo. La B_1 es modelo Top S 25/10 con potencia media de 295W, la B_2 es modelo TOP S 25/7 con potencia media de 175W y la B_3 es modelo TOP S 25/5 con potencia media de 110W. Se han colocado válvulas de corte en cada impulsión y en cada descarga para facilitar su mantenimiento y posible cambio. También se ha instalado un filtro en cada aspiración para evitar posibles oclusiones y válvulas anti-retorno para evitar flujos en sentido contrario que puedan dañar los rodetes. Para evitar problemas de cavitación y garantizar el correcto funcionamiento de las bombas, la presión en el circuito primario se mantiene por encima de los 3 bar, y la del circuito secundario y terciario por encima de 2,5 bar. En la figura 5.12 se muestra una imagen de la bomba instalada en el circuito secundario.

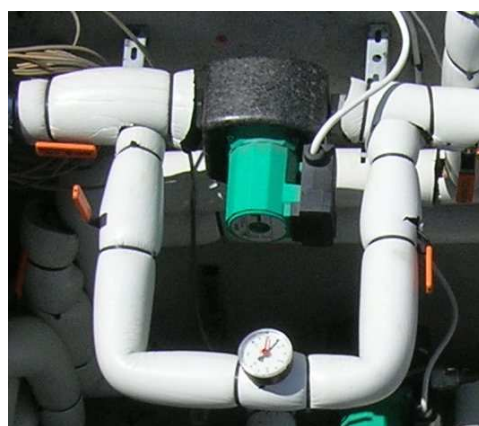


Figura 5.12 Bomba de impulsión del circuito secundario (B_2).

5.3.7 Sistema de llenado

La bomba B_{llenado} se utiliza puntualmente en la puesta en marcha de la instalación para realizar el llenado del circuito primario. Se ha utilizado una bomba Wilo modelo MC 304 EM de rotor seco de 500 W. Esta bomba aspira agua de un depósito con agua y etilenglicol al 30%.

5.3.8 Vasos de expansión

En la instalación solar se cuenta con 2 vasos de expansión. Para el circuito primario el tipo 80 SMR-P y para el secundario el tipo 100 SMR-P (tabla 5.2, figura 5.13).

Tabla 5.2. Características de los vasos de expansión.

Tipo	Capacidad (l.)	Presión Max. Bar	Dimensiones DxH	Conexión de Agua 0
80 SMR-P	80	10	450x750	1"
100 SMR-P	100	10	450x850	1"

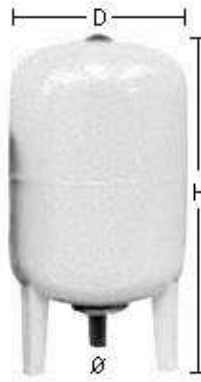


Figura 5.13. Vaso de expansión SMR-P.

5.3.9 *Disipador de calor*

A lo largo del verano, se pueden presentar días en los que hay un elevado nivel de radiación solar y poca o ninguna demanda en el generador. Para disipar el calor en exceso, que no es utilizado por la aplicación, se ha instalado un aerotermo en el circuito terciario de 11 kW, figura 5.14.



Figura 5.14 Imagen del disipador de calor.

5.3.10 *Sistema de control*

Se ha utilizado un regulador DC-22 para el control de las bombas del circuito primario y secundario.

5.3.11 *Otros componentes*

Se han instalado válvulas de seguridad taradas a 6bar. Estas válvulas se suelen tarar a presiones inferiores a la presión máxima que pueda soportar el componente más delicado de la instalación.

Finalmente, en la figura 5.15 se muestra una imagen del campo solar instalado y del tanque de almacenamiento.



Figura 5.15 Imagen de la instalación solar.

5.4 Conclusiones

- En este capítulo se describe la instalación solar que sirve de fuente de calor a máquinas de absorción de simple efecto condensadas por aire de 4,5kW de potencia para climatización con fancoil.
- El campo solar está formado por 24 colectores planos de vacío Solever V-500 con un A_{col} total de 48 m² y 42,2m² útiles. Es decir, se ha instalado alrededor de 9 m² útiles de colector por kW de frío. Este valor es superior al que se ha encontrado en algunas publicaciones.
- El rendimiento óptico del colector es 0,81, el coeficiente de pérdidas de primer orden es 2,61W/m²K y el de segundo orden 0,008W/m²K².
- Se utiliza un ICP externo de 25 kW de potencia nominal para transferir el calor del circuito de colectores a un tanque de almacenamiento estratificado de 1,5 m³. Se han utilizado tres bombas, B₁, B₂ y B₃, de potencia nominal 295W, 275W, 110W para el circuito primario, secundario y terciario respectivamente.

5.5 Nomenclatura

A	área, m ²
cp	calor específico, J/kgK
D	diámetro, mm
esp	espesor, mm
I	radiación solar, W/m ²

m	caudal másico, kg/s
ICP	intercambiador de calor de placas
k	conductividad térmica, W/mK
Q	potencia térmica, kW
P	pérdida de calor, kW
t	temperatura, °C

Subíndices

almac	almacenamiento
col	colector
e	evaporación
ebs	exterior de bulbo seco
ecol	entrada al colector
scol	salida del colector
fcoll	fluido del colector
ICP	intercambiador de calor de placas
int	interior
norm	normalizado
ref	referencia
v	viento

griegas

α	absortancia
η	rendimiento
ε	emisividad
τ	transmitancia

Capítulo 6: Instalación de frío solar con la máquina Rotartica 045v. Resultados experimentales.

Contenido

- 6.1 *Introducción*
 - 6.2 *Instalación de frío solar*
 - 6.3 *Variables ambientales y de proceso*
 - 6.4 *Procedimiento experimental*
 - 6.5 *Resultados experimentales de tres días característicos*
 - 6.6 *Resultados experimentales del período de ensayo*
 - 6.7 *Cálculo de incertidumbre*
 - 6.8 *Conclusiones*
 - 6.9 *Nomenclatura*
-

6.1 *Introducción*

En este capítulo se presentan los resultados experimentales obtenidos durante los veranos de 2008 y 2009 con la instalación de frío solar compuesta por el campo solar descrito en el capítulo 5, la máquina comercial Rotartica 045v y el fancoil del local a climatizar. Se muestran valores de temperaturas de operación de los elementos más significativos, balances de energía, rendimiento de colectores, rendimiento de la instalación solar, coeficiente de eficiencia energética de la máquina, rendimiento de la instalación de frío solar y fracción solar.

6.2 *Instalación de frío solar*

La instalación de frío solar consta de: fuente de calor, máquina de absorción y fancoil.

6.2.1 *Fuente de calor*

La instalación solar descrita en el capítulo 5.

6.2.2 *Máquina de absorción*

La máquina comercial Rotartica 045v con sistema re-cooling.

6.2.3 *Fancoil*

Se utilizó el mismo fancoil que el escrito en el capítulo 3 para climatizar el mismo local que se climatizó en el verano de 2005.

En la figura 6.1 se muestra un esquema simplificado de la instalación de frío solar planteada.

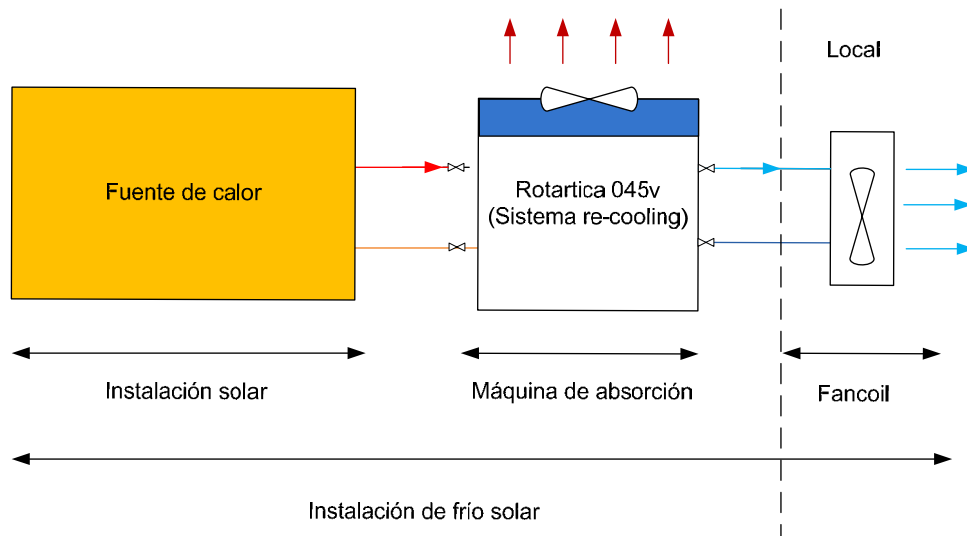


Figura 6.1 Esquema instalación de frío solar con máquina comercial con sistema re-cooling.

En 2008 se realizó el montaje y puesta en marcha de la instalación. Mediante la bomba de llenado (B_{llenado} , figura 5.1), se fue introduciendo agua con etilenglicol al 30% desde un depósito al circuito primario. Posteriormente, se llenó el tanque de almacenamiento con agua y etilenglicol al 10%. A través del tanque de almacenamiento y las bombas B_2 y B_3 (figura 5.1), se llenaron los circuitos secundario y terciario. Seguidamente, se realizó la purga de aire mediante sucesivos arranques y paradas de las bombas B_1 , B_2 y B_3 . El aire almacenado en los colectores solares durante su fabricación se extrajo mediante bombas de vacío. La puesta en marcha se hizo a finales de Julio de 2008 y las experimentaciones se llevaron a cabo durante 48 días comprendidos entre el 1 de Agosto y el 30 de Septiembre de 2008, y entre el 1 de Junio y el 31 de Julio de 2009. La jornada laboral estuvo comprendida entre las 7:00h y las 19:00h. En la figura 6.2 se muestra una imagen de la instalación de frío solar.



Figura 6.2 Imagen de la instalación de frío solar con máquina comercial.

6.3 Variables ambientales y de proceso

Para la experimentación se tuvieron en cuenta tanto las variables ambientales como las de proceso.

6.3.1 Variables ambientales

A continuación se presentará la radiación solar sobre el plano de colectores, I_{col} , la temperatura exterior de bulbo seco, t_{obs} y la carga térmica, Q_t , para tres días característicos de verano: templado (3 de septiembre), caluroso (25 de agosto) y muy caluroso (21 de Julio). Posteriormente se mostrará, para todo el período de ensayo, los valores de energía solar sobre colectores, G_{col} , las temperaturas exteriores máximas y mínimas diarias de bulbo seco y la demanda de frío diaria, E_d .

Días característicos

En la figura 6.3 se representa I_{col} . Los valores máximos alcanzados el 3 de septiembre, el 25 de Agosto y el 21 de Julio fueron 1.026 W/m^2 , 1.024 W/m^2 y 891 W/m^2 , respectivamente.

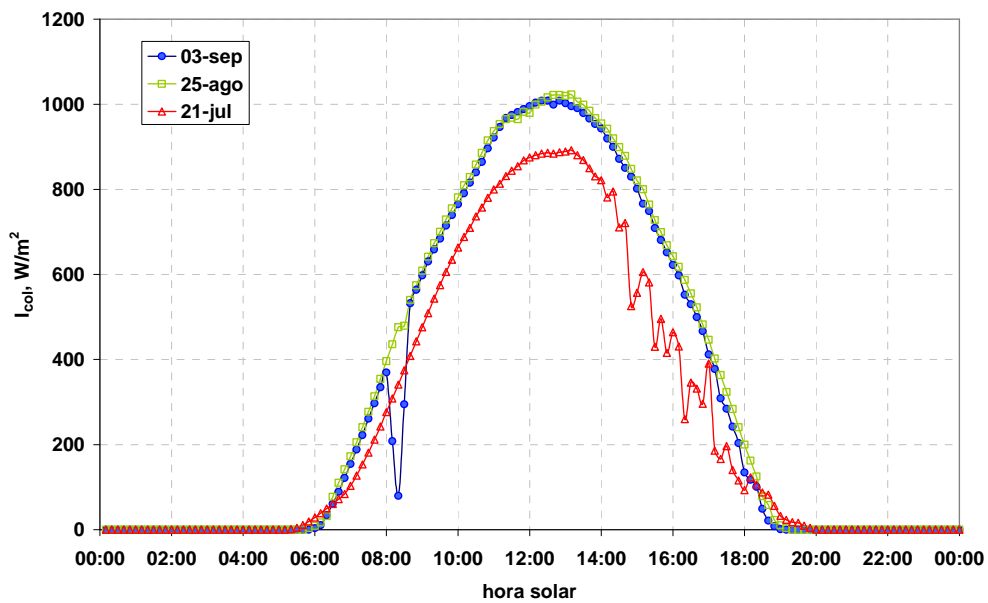


Figura 6.3 Radiación solar sobre el plano de colectores de tres días: templado, caluroso y muy caluroso.

En la figura 6.4 se muestra t_{obs} . Los valores máximos alcanzados el 3 de septiembre, el 25 de Agosto y el 21 de Julio fueron $32,5^\circ\text{C}$, $36,5^\circ\text{C}$ y $40,4^\circ\text{C}$, respectivamente.

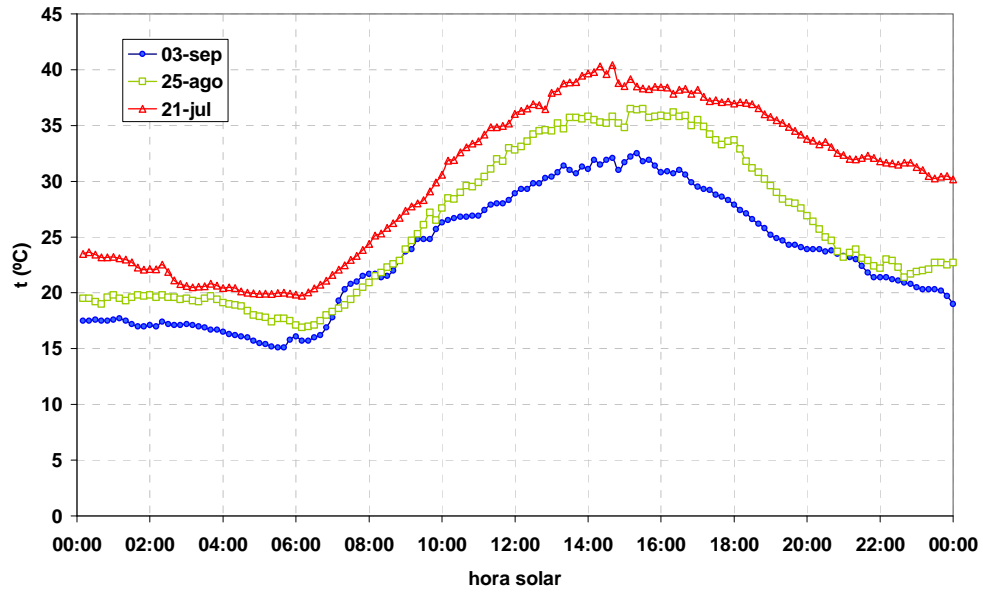


Figura 6.4 Temperatura exterior de bulbo seco de tres días: templado, caluroso y muy caluroso.

En la figura 6.5 se muestra la Q_t para cada día, calculada según las ecuaciones (4.1)-(4.5). La Q_t máxima para cada uno de los tres días (templado, caluroso y muy caluroso) fue 3,8 kW, 4,6kW y 5,3kW, respectivamente. La demanda de frío diaria fue 33,4kWh, 43,4kWh y 66,2kWh, respectivamente y considerando sólo la jornada laboral, fue 31,2 kWh, 38,5kWh y 47,5kWh, respectivamente.

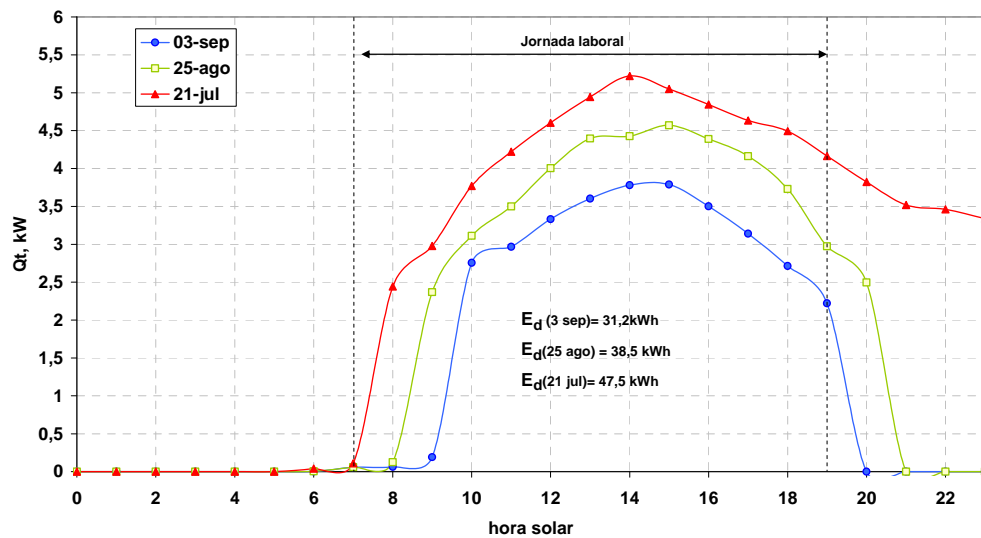


Figura 6.5. Carga térmica de tres días característicos: templado, caluroso, muy caluroso.

Periodo de ensayo

En la figura 6.6 se muestra la energía solar diaria sobre los colectores, G_{col} . Los tres días característicos han sido señalados. La energía total fue 832 kWh/m².

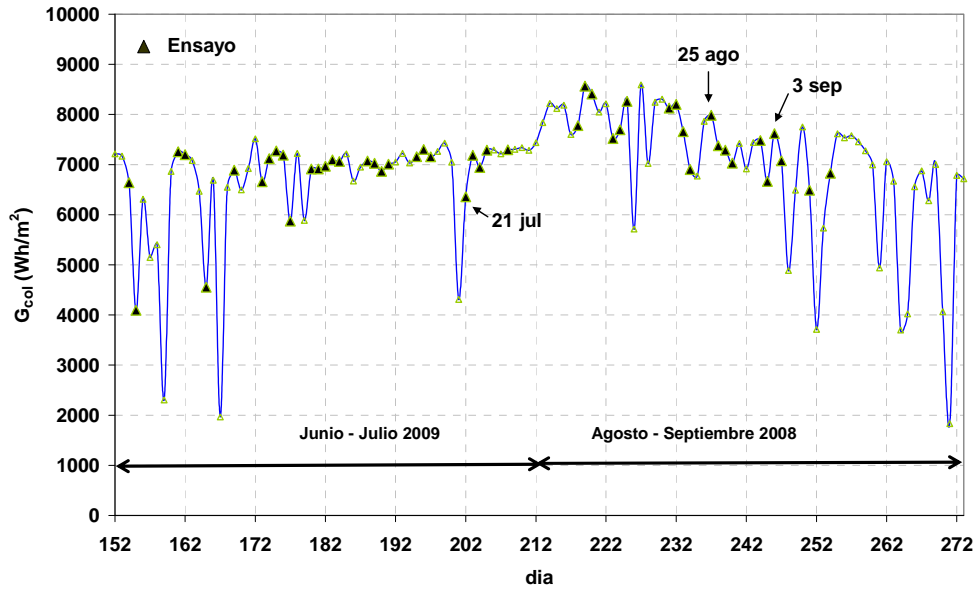


Figura 6.6 Energía solar diaria sobre colectores.

En la figura 6.7 se puede ver la t_{eb} máxima y mínima de cada día, obtenidas a partir de las temperaturas medias diarias realizadas cada 10 minutos.

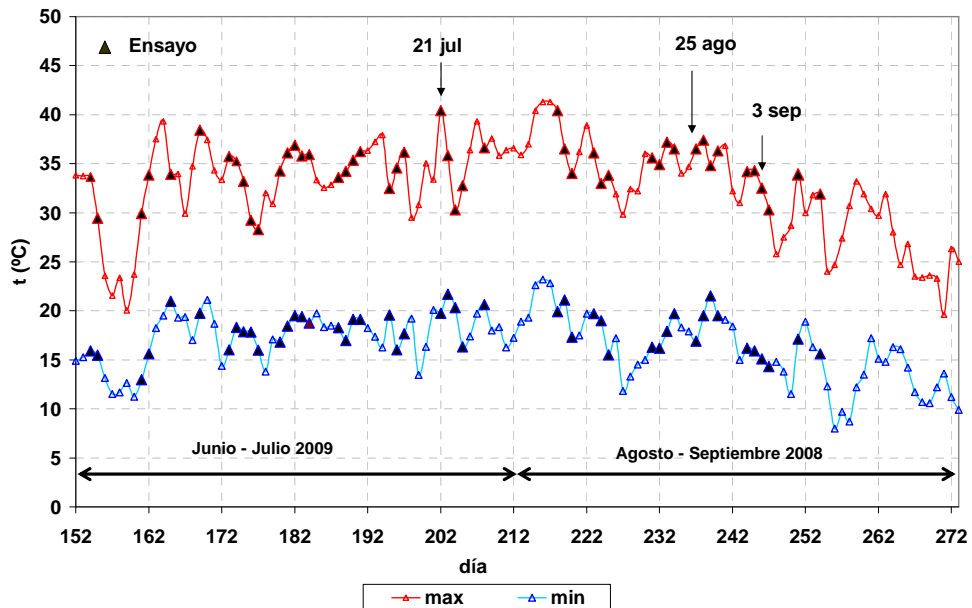


Figura 6.7 Temperatura máxima, mínima exterior de bulbo seco diaria.

En la figura 6.8 se muestra la demanda diaria del local, E_d . La demanda total estacional fue 5 MWh. La demanda de los días de ensayo fue 2,3MWh, y considerando sólo la jornada laboral fue 1,8MWh.

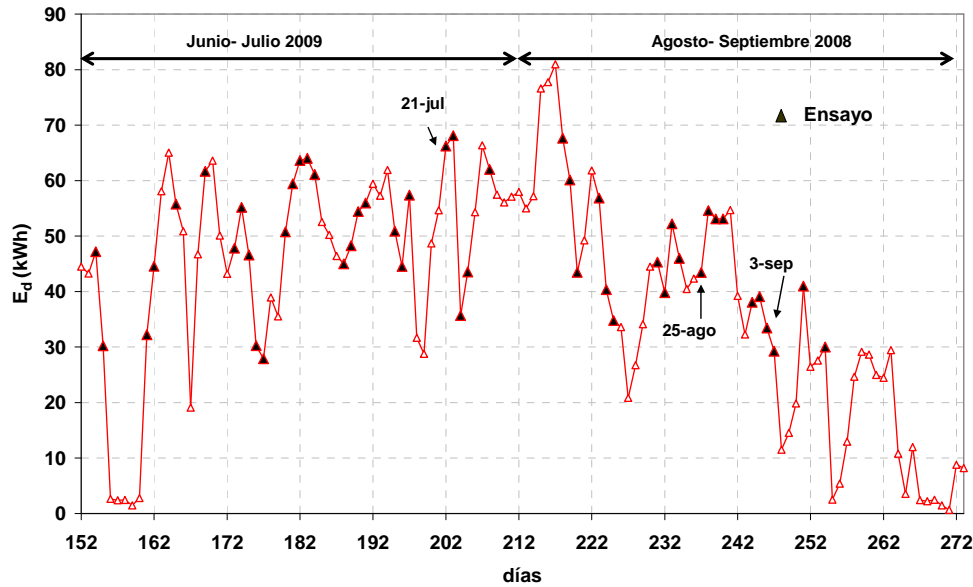


Figura 6.8 Demanda diaria.

6.3.2 Variables de proceso

Las variables de proceso monitorizadas y registradas han sido: temperaturas y caudales.

Temperaturas:

Se utilizaron termorresistencias calibradas de tipo PT100. Las medidas fueron almacenadas cada minuto mediante un sistema de adquisición de datos, DC100 de Yokogawa (ver Anexo).

- *Instalación solar:*
 - Entrada y salida del fluido de los colectores: t_{ecol} , t_{scol}
 - Entrada y salida del fluido del secundario al tanque: t_{etan} , t_{stan}
- *Máquina comercial:*
 - Entrada y salida del fluido del generador: t_{eg} , t_{sg}
 - Entrada y salida del agua del evaporador: t_{ee} , t_{se}
 - Entrada y salida del agua del aerotermo: t_{13} , t_{11}
 - Entrada y salida del aire del aerotermo: t_{ebs} , t_{16}
- *Local:*
 - Entrada y salida del aire del fancoil: t_{int} , t_{safc} .

Caudales

Los caudales de líquido fueron registrados mediante caudalímetros ultrasónicos Fluxus y el caudal de aire con un anemómetro (ver Anexo).

- *Instalación solar:*
 - Circuito primario: M_{fcol}

- Circuito secundario: M_{sec}
- *Máquina comercial:*
 - Aire: M_{aire}
 - Circuito caliente: M_g
 - Circuito frío: M_e
 - Circuito de enfriamiento: M_{aer}

6.4 Procedimiento experimental

El objetivo era mantener el local dentro del rango de temperaturas establecido por el RITE vigente (23°C-25°C). La bomba B_1 arranca cuando la temperatura de la placa de los colectores es 15°C superior a t_{ebs} , y deja de funcionar cuando es 11°C superior. La B_2 arranca cuando t_{scol} es 7°C superior a la temperatura del fluido del tanque en la línea de descarga de la B_2 , y para cuando es 2°C superior. La B_3 arranca cuando la temperatura del tanque en la línea de succión de la bomba iguala o supera 80°C y hay demanda de frío en el local. Deja de funcionar cuando esta temperatura es inferior a 76°C.

6.5 Resultados experimentales de tres días característicos

Para cada día se muestra: temperaturas, potencias, rendimientos y CEE.

6.5.1 Día templado: $t_{\text{ebs(max)}} = 32,5^\circ\text{C}$ (03/09/08)

Instalación solar

En la figura 6.9 aparecen la temperatura de entrada y salida del fluido de los colectores y la temperatura de entrada y salida del fluido del secundario al tanque. Se transfiere calor al tanque de almacenamiento desde las 8:30h hasta las 15:40h. En el arranque de la bomba B_2 se produce una caída en t_{scol} desde 85,5°C hasta 79,2°C debido a la transferencia de calor del fluido del primario al fluido del secundario en el intercambiador de calor de placas. La t_{scol} máxima fue 99,4°C, y la t_{etan} máxima fue 93,2°C. La diferencia máxima entre t_{scol} y t_{ecol} fue 10,3°C. La diferencia máxima entre t_{stan} y t_{ecol} fue 8,1°C. Esta diferencia es la penalización que sufren los colectores por utilizar un intercambiador de calor externo, ya que, cuanto más alta es t_{ecol} , más bajo es el rendimiento del colector (Duffie y Beckmann, 1980).

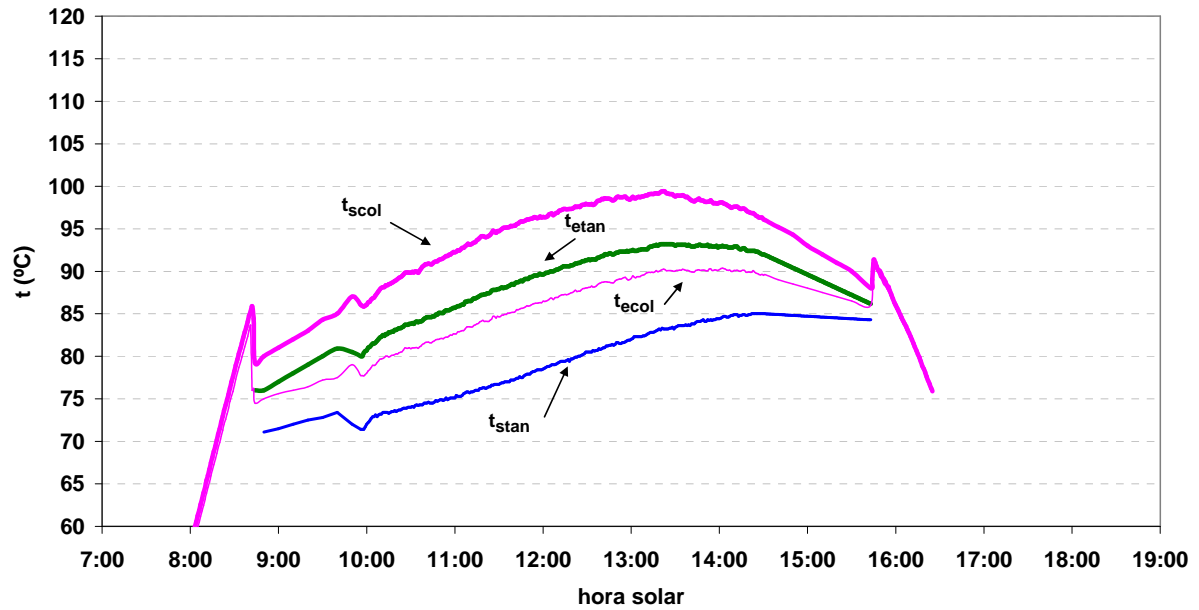


Figura 6.9 Temperaturas de entrada y salida: colectores, tanque (03/09/08).

En la figura 6.10 viene representada la curva I_{col} . El valor de la energía solar incidente, representada por el área bajo la curva, G_{col} , fue $7,5 \text{ kWh/m}^2$. Este valor es la suma de la energía solar necesaria para comenzar a transferir calor al tanque, $G_{\text{col}(\text{min})}$, el calor transferido al tanque, E_{etan} , las pérdidas de calor en el circuito primario y secundario, $G_{\text{per}(\text{prim_sec})}$, y la energía solar no aprovechada al final del día, G_{per} .

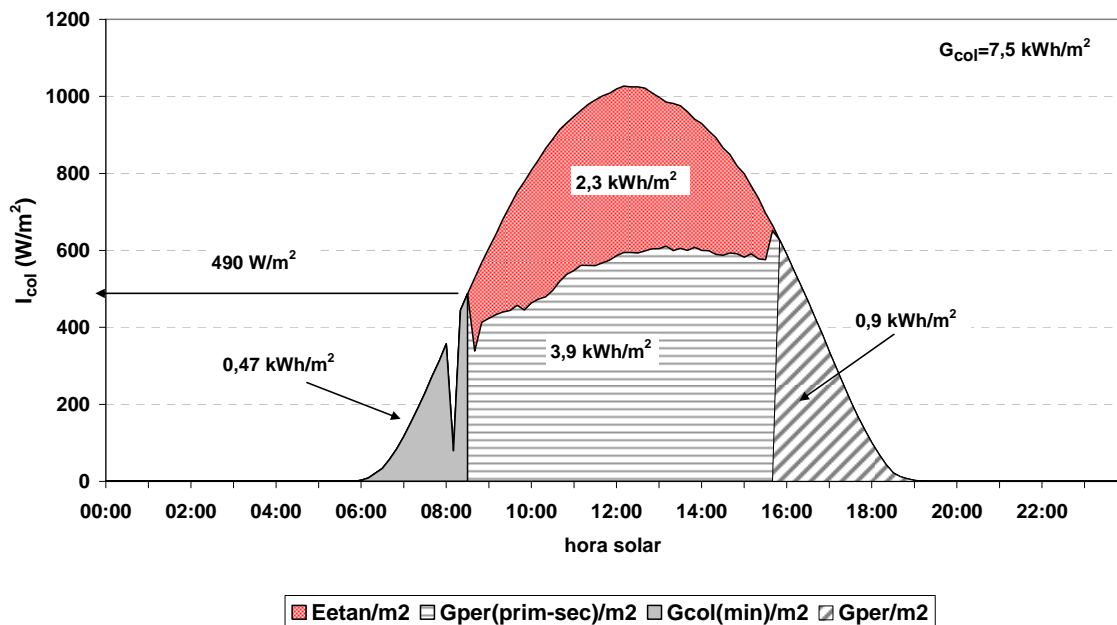


Figura 6.10 Radiación sobre los colectores. Umbral de energía solar, calor transferido al tanque y pérdidas (03/09/08).

5:50h-8:30h: La energía solar que ha estado incidiendo sobre los colectores, se ha transformado en calor que, por un lado, se ha acumulado en los componentes del circuito primario (colectores, tuberías, fluido) aumentando su temperatura, y por otro, se ha transferido al aire exterior por convección y radiación (Izquierdo, 2000). Es una energía que no se ha utilizado para el proceso (no produce calor útil) pero que es necesaria para que el fluido del primario alcance la temperatura que hace arrancar la bomba B₂ a las 8:30h. El valor de esta energía fue $G_{col(min)}=0,47kWh/m^2$. La radiación solar en el arranque fue $I_{col(min)}=490 W/m^2$.

8:30h-15:40h: Se transfiere al tanque $2,3kWh/m^2$ y en el circuito primario y secundario se pierde $3,9kWh/m^2$, es decir, el 52% de la energía solar.

15:40h-19:00h: No se aprovecha la radiación solar y no se transfiere calor al tanque ($G_{per}=0,9kWh/m^2$).

La figura 6.11 muestra las potencias más significativas de la instalación solar: la radiación solar incidente sobre los paneles, Q_{col} , la del fluido de los colectores, Q_{fcol} , y la transferida al tanque de almacenamiento desde el circuito secundario, Q_{etan} . Estos valores se han obtenido a partir de las ecuaciones (6.1)-(6.3).

$$Q_{col} = A_{u_{col}} \cdot I_{col} \quad (6.1)$$

$$Q_{fcol} = m_{fcol} \cdot c_{p_{fcol}} \cdot (t_{scol} - t_{ecol}) \quad (6.2)$$

$$Q_{etan} = m_{fsec} \cdot c_{p_{fsec}} \cdot (t_{s_{tan}} - t_{e_{tan}}) \quad (6.3)$$

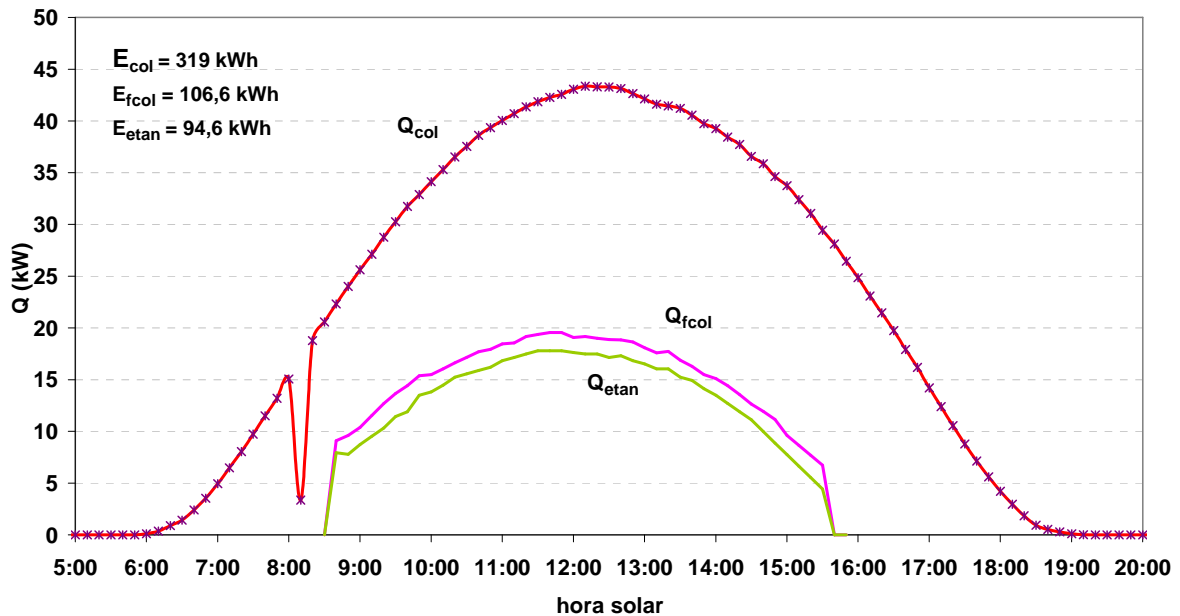


Figura 6.11 Potencias: radiación sobre colectores, fluido primario y transferida al tanque (03/09/08).

Los valores máximos de Q_{col} , Q_{fcol} y Q_{etan} fueron 43,3kW; 19,6kW y 17,8kW, respectivamente. La energía solar total incidente sobre el campo de colectores, E_{col} , fue

319kWh, el calor transferido al fluido del circuito primario, $E_{fcol}=106,6\text{kWh}$, y el calor transferido al tanque desde el circuito secundario, E_{etan} , fue 94,5kWh.

El rendimiento instantáneo de los colectores, η_{col} , se ha obtenido a partir del cociente entre la potencia útil que recibe el fluido del primario (Q_{fcol}) y la radiación solar incidente sobre los colectores (Q_{col}), ecuación (6.4). Se ha definido η_{etan} como el cociente entre la potencia que se transfiere al tanque desde el circuito secundario (Q_{etan}) y la radiación solar incidente sobre los colectores (Q_{col}), ecuación (6.5). El rendimiento de la instalación solar, η_{solar} , se define como el cociente entre la potencia transferida al generador (Q_g) y la radiación solar incidente sobre los colectores (Q_{col}), ecuación (6.6).

$$\eta_{col} = \frac{Q_{fcol}}{Q_{col}} \quad (6.4)$$

$$\eta_{etan} = \frac{Q_{etan}}{Q_{col}} \quad (6.5)$$

$$\eta_{solar} = \frac{Q_g}{Q_{col}} \quad (6.6)$$

La figura 6.12 muestra los valores de η_{col} , η_{etan} y η_{solar} a lo largo del día. La diferencia entre la curva η_{col} y η_{etan} representa las pérdidas de calor en los circuitos primario y secundario.

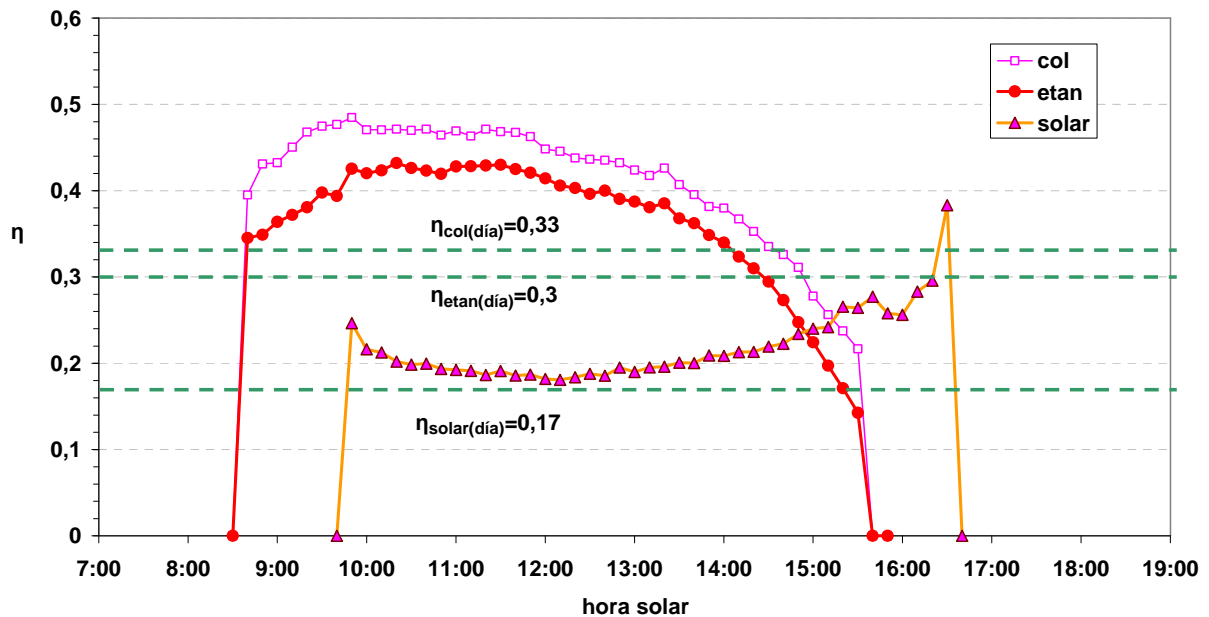


Figura 6.12 Rendimientos de la instalación solar (03/09/08).

El rendimiento medio diario de los colectores, $\eta_{col(día)}$, calculado como el cociente entre la energía del fluido primario ($E_{fcol}=106,6\text{kWh}$) y la energía solar total incidente sobre los colectores ($E_{col}=319\text{kWh}$), fue 0,33. El valor medio diario del cociente entre el calor transferido al tanque a lo largo del día ($E_{etan}=94,6\text{kWh}$) y la energía solar total incidente sobre los colectores, $\eta_{etan(día)}$, fue 0,3. El rendimiento medio diario de la instalación solar, $\eta_{solar(día)}$, calculado como el cociente entre el calor transferido al generador ($E_g=53,2\text{kWh}$) y la energía solar total incidente sobre los colectores, resultó ser 0,17.

Máquina comercial

A continuación se muestran los valores experimentales de temperatura y potencia obtenidos en los intercambiadores de la máquina, así como el CEE. La figura 6.13 muestra temperaturas de entrada y salida de los fluidos exteriores al generador, al evaporador, al aerotermo y al fancoil del local, y a continuación se destaca lo más significativo:

9:40h: La temperatura del local es $t_{int}=25^{\circ}\text{C}$ y comienza la transferencia de calor al generador de la máquina a $t_{eg}=80^{\circ}\text{C}$.

9:40h-15:40h: La t_{ebs} aumenta de $25,7^{\circ}\text{C}$ a $32,5^{\circ}\text{C}$; t_{eg} de 80°C a $91,4^{\circ}\text{C}$; t_{11} de $29,8^{\circ}\text{C}$ a $36,6^{\circ}\text{C}$ y t_{13} de $35,2^{\circ}\text{C}$ a $41,9^{\circ}\text{C}$; t_{se} se mantiene en torno a $15,8^{\circ}\text{C}$ y t_{int} en torno a 23°C .

15:40h-16:36h: El tanque no recibe calor de los paneles pero sigue suministrando calor al generador de la máquina; t_{eg} disminuye de $89,6^{\circ}\text{C}$ a $76,2^{\circ}\text{C}$, temperatura a la cual la máquina comercial deja de funcionar. Durante este intervalo, t_{se} aumenta desde $16,1^{\circ}\text{C}$ hasta $19,8^{\circ}\text{C}$ y t_{int} se mantiene en $23,3^{\circ}\text{C}$.

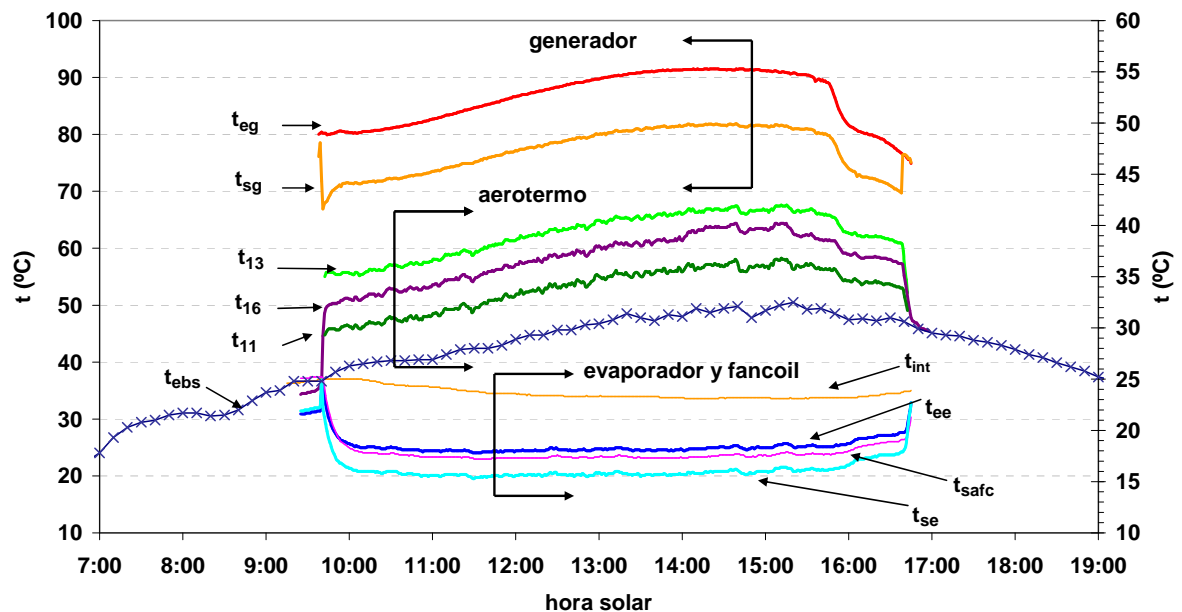


Figura 6.13 Temperaturas de entrada y salida: generador, evaporador, aerotermo y fancoil (03/09/08).

Durante este día, y mientras la máquina de absorción permaneció en funcionamiento, t_{int} se mantuvo dentro del rango de confort establecido por el RITE.

En la figura 6.14 se muestra Q_g , Q_e , y Q_{aer} obtenidas a partir de las ecuaciones (4.6)-(4.8); Q_g y Q_e permanecen prácticamente constantes durante el funcionamiento de la máquina, con un valor en torno a $7,8\text{kW}$ y $4,4\text{kW}$ respectivamente, mientras que Q_{aer} es $12,7\text{kW}$, aproximadamente. Entre las 15:40h y las 16:36h, Q_g disminuye, debido a que, al disminuir t_{eg} (de $91,4^{\circ}\text{C}$ a 76°C) cada vez se separa menos cantidad de refrigerante en el generador. Una vez que la bomba B_2 para, al generador se transfiere alrededor de $6,5\text{kW}$ en una hora.

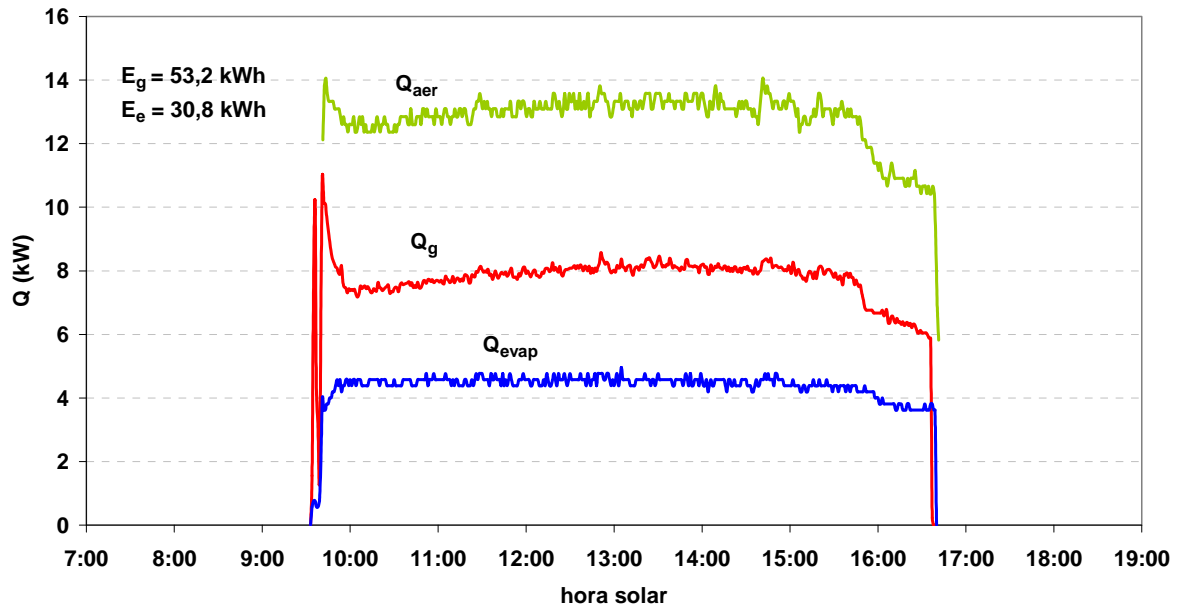


Figura 6.14 Potencias: generador, evaporador, aerotermo (03/09/08).

El calor total transferido al generador fue $E_g=53,2\text{kWh}$, y el frío producido en el evaporador $E_e=30,8\text{kWh}$. La fracción solar (FS) se define como el cociente entre el frío producido en el evaporador y la demanda del laboratorio, en tanto por ciento. La FS de la jornada laboral ($E_d=31,2\text{kWh}$) resultó ser el 99%, y la de todo el día ($E_d=33,4\text{kWh}$) el 92%.

El coeficiente de eficiencia energética térmico instantáneo (CEE), obtenido a partir de la ecuación (2.2), se muestra en la figura 6.15.

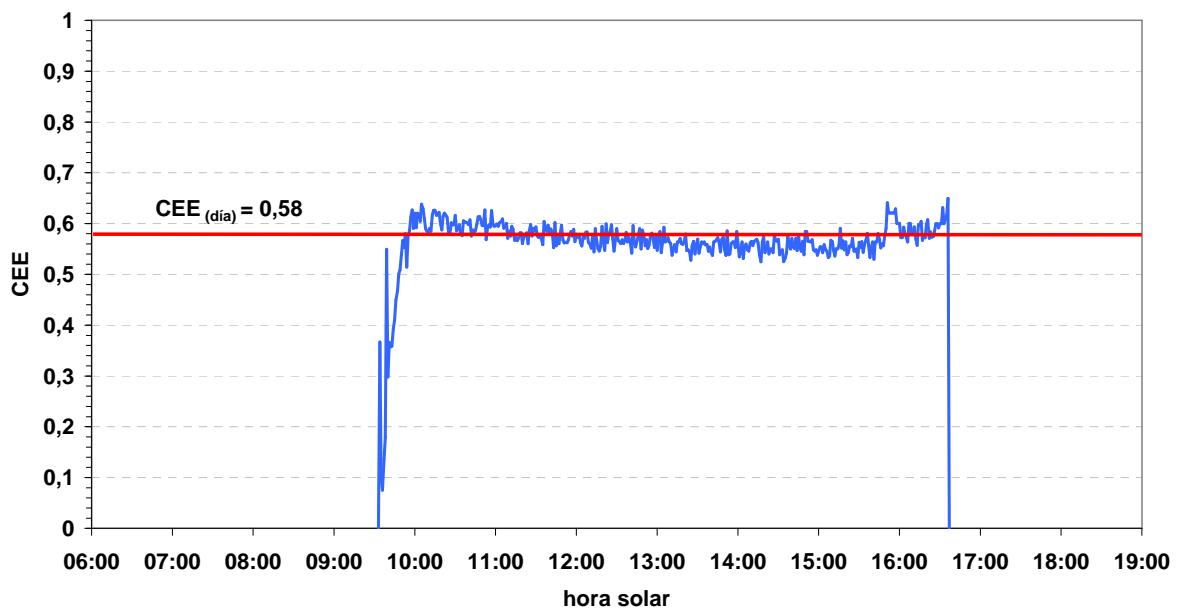


Figura 6.15 CEE térmico (03/09/08).

6.5. Resultados experimentales de tres días característicos

El CEE térmico medio diario, $CEE_{(día)}$, calculado como el cociente entre el frío total producido en el evaporador ($E_e=30,8\text{kWh}$) y el calor total aportado al generador ($E_g=53,2\text{kWh}$) fue 0,58. El CEE de la máquina disminuye ligeramente a lo largo del día salvo en la última hora de ensayo, que coincide con el período de tiempo en el que el tanque ha dejado de recibir calor de los paneles y continúa alimentando la máquina de absorción. Durante esa hora (15:40h-16:36h), la potencia en el generador disminuye, provocando ese aumento en el CEE.

Rendimiento global

El rendimiento instantáneo global, η_{global} , se define como el cociente entre la potencia del evaporador, Q_e , y la radiación solar incidente sobre los colectores, Q_{col} , ecuación (6.7).

$$\eta_{global} = \frac{Q_e}{Q_{col}} \quad (6.7)$$

Para calcular el valor medio diario, $\eta_{global(día)}$, se ha considerado la energía solar diaria sobre los colectores ($E_{col}=319\text{kWh}$) y el frío total producido, ($E_e=30,8\text{kWh}$). En la figura 6.16 se muestra el rendimiento instantáneo a lo largo del día y el valor medio diario, que fue 0,1. Entre las 6:00h y las 9:50h y entre las 17:00h y las 19:00h, hay radiación solar pero no se produce frío en el evaporador. Esto hace que el valor medio del rendimiento disminuya con respecto a los valores que se obtienen durante el periodo de funcionamiento de la máquina.

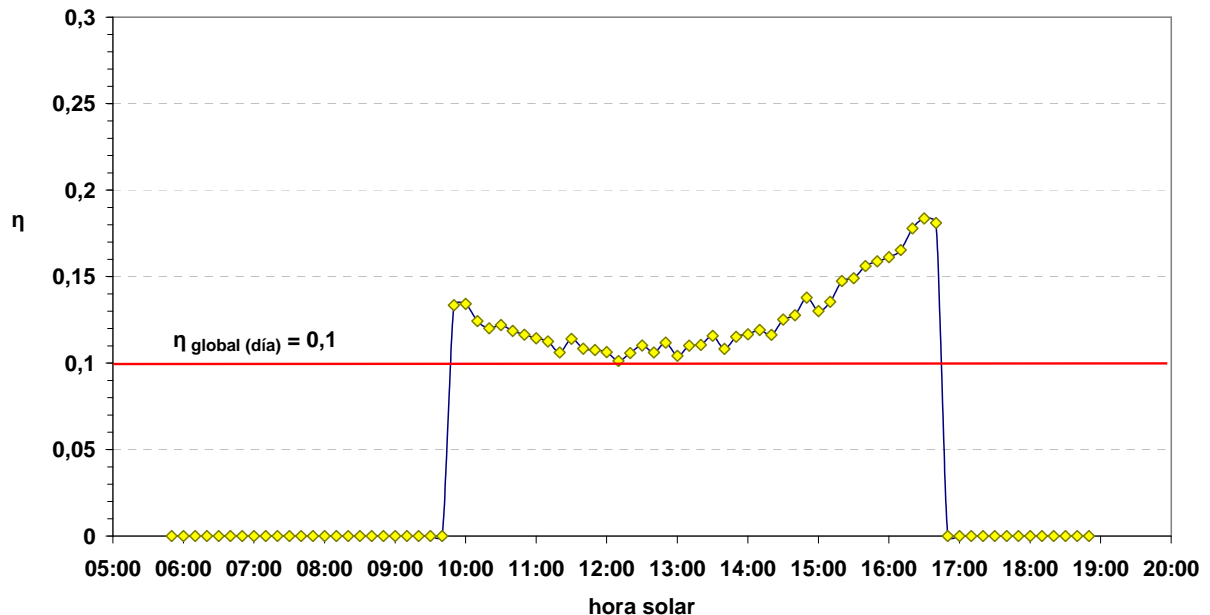


Figura 6.16 Rendimiento global (03/09/08).

6.5.2 Día caluroso: $t_{\text{abs(max)}} = 36,5 \text{ }^{\circ}\text{C}$ (25/08/08)

Instalación solar

En la figura 6.17 se muestra: t_{ecol} , t_{scol} , t_{etan} , t_{stan} . Se transfiere calor al tanque de almacenamiento desde las 8:40h hasta las 15:40h. La t_{scol} máxima fue $103,2^{\circ}\text{C}$ y la t_{etan} máxima $97,1^{\circ}\text{C}$. La diferencia máxima entre t_{scol} y t_{ecol} fue $10,6^{\circ}\text{C}$. La diferencia máxima entre t_{stan} y t_{ecol} fue $8,5^{\circ}\text{C}$.

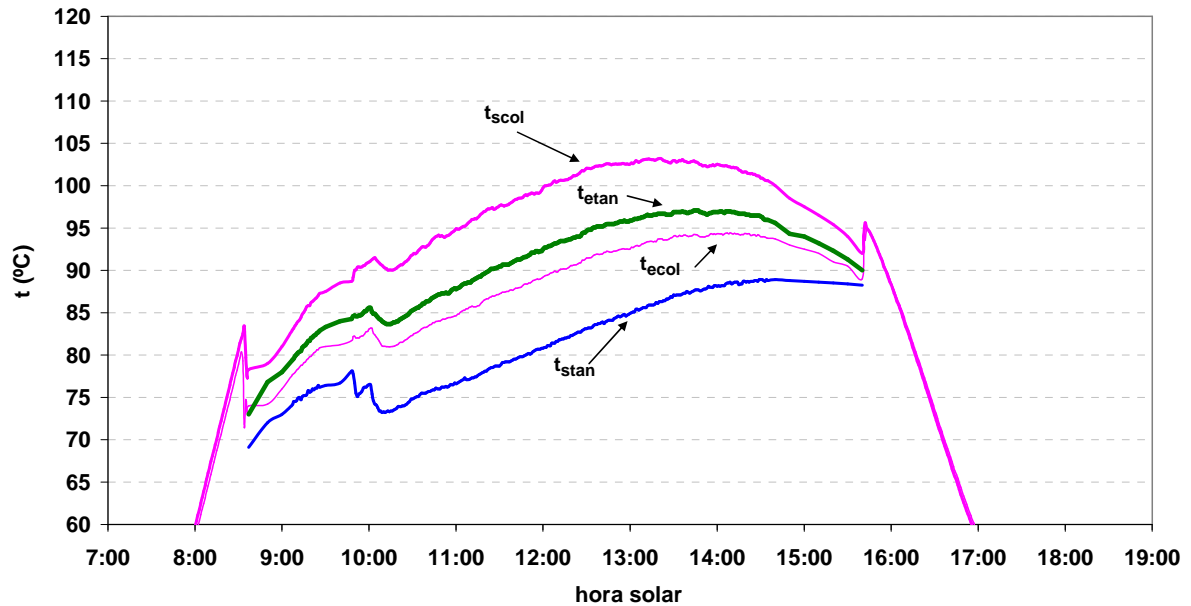


Figura 6.17 Temperaturas de entrada y salida: colectores, tanque (25/08/08).

En la figura 6.18 se representa la curva de I_{col} . También se muestra: $G_{\text{col(min)}}$, E_{etan} , $G_{\text{per(prim-sec)}}$ y G_{per} . La G_{col} diaria fue $7,5\text{kWh/m}^2$.

5:40h-8:40h: La energía solar umbral para comenzar a transferir calor al tanque fue $G_{\text{col(min)}}=0,5\text{kWh/m}^2$. La radiación solar, en el arranque de la bomba B_2 a las 8:40h, fue $I_{\text{col(min)}}=460 \text{ W/m}^2$.

8:40h-15:40h: Se transfiere al tanque $2,2\text{kWh/m}^2$. Las pérdidas de calor en el circuito primario y secundario fueron $3,9\text{kWh/m}^2$.

15:40h-19:00h: No se transfiere calor al tanque. La radiación solar incidente sobre los colectores no se utiliza ($G_{\text{per}}=0,9 \text{ kWh/m}^2$).

6.5. Resultados experimentales de tres días característicos

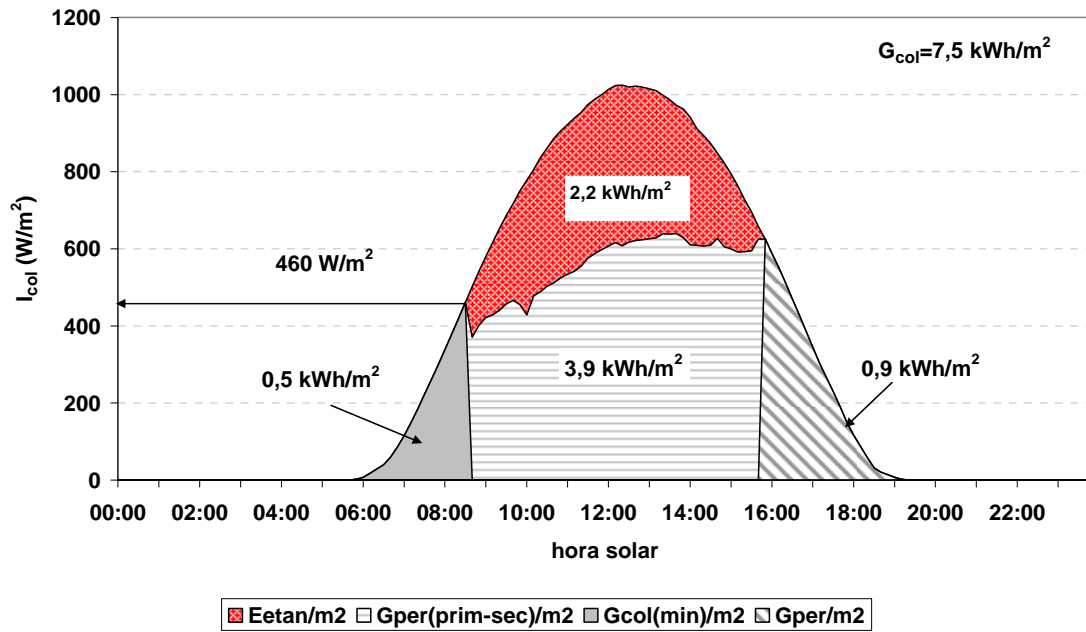


Figura 6.18 Radiación sobre los colectores. Umbral de energía solar, calor transferido al tanque y pérdidas (25/08/08).

En la figura 6.19 se muestran: Q_{col} , Q_{fcol} y Q_{etan} . Los valores máximos fueron 43,2kW; 19,6kW y 17,6kW, respectivamente. Las energías diarias fueron: $E_{col}=319\text{kWh}$; $E_{fcol}=107\text{kWh}$ y $E_{etan}=95\text{kWh}$.

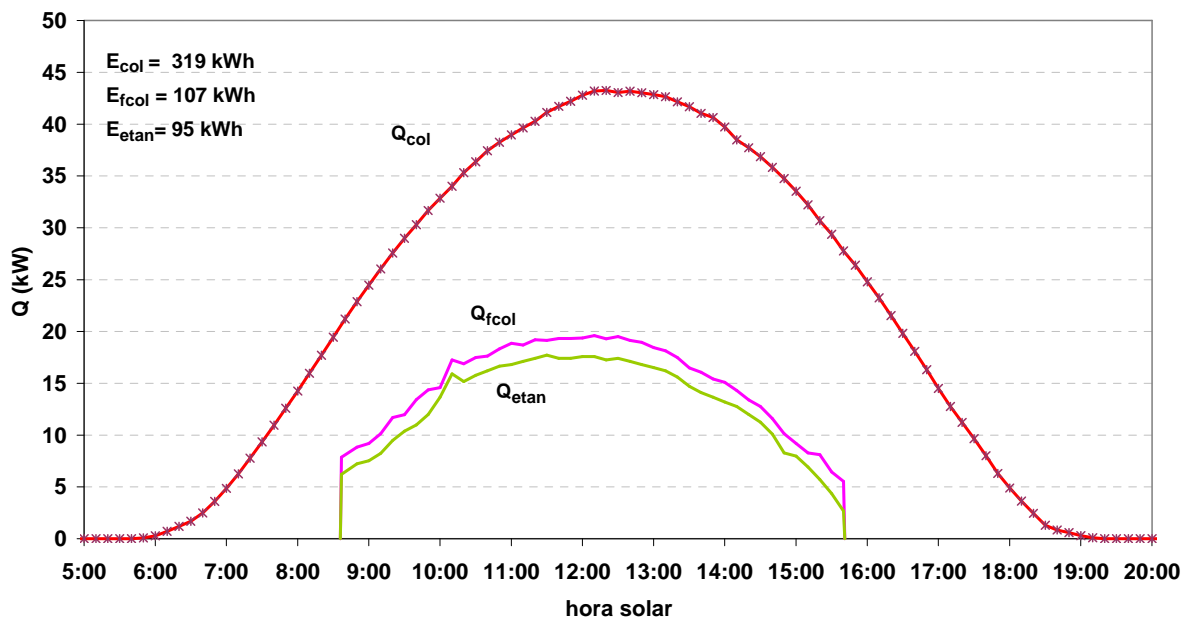


Figura 6.19 Potencias: radiación sobre colectores, fluido primario y transferida al tanque (25/08/08).

En la figura 6.20 se muestra η_{col} , η_{etan} y η_{solar} a lo largo del día. Los valores medios diarios fueron: $\eta_{col}(\text{día})=0,33$; $\eta_{etan}(\text{día})=0,3$ y $\eta_{solar}(\text{día})=0,17$.

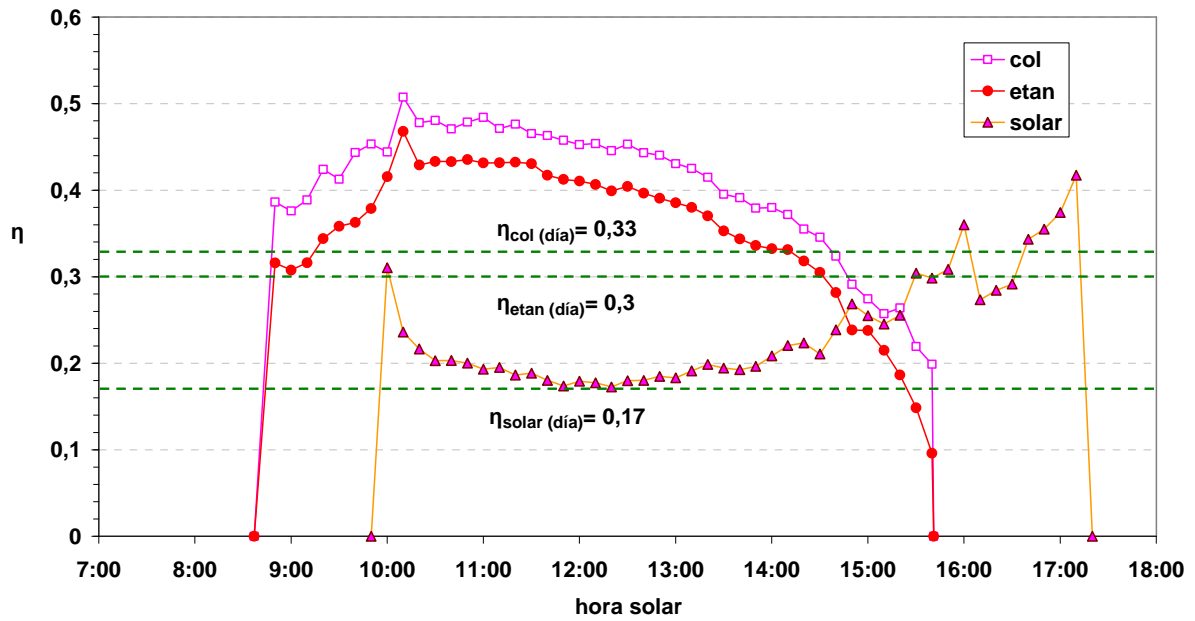


Figura 6.20 Rendimientos de la instalación solar (25/08/08).

Máquina comercial

La figura 6.21 muestra la temperatura de entrada y salida de los fluidos exteriores a la máquina de absorción y al fancoil.

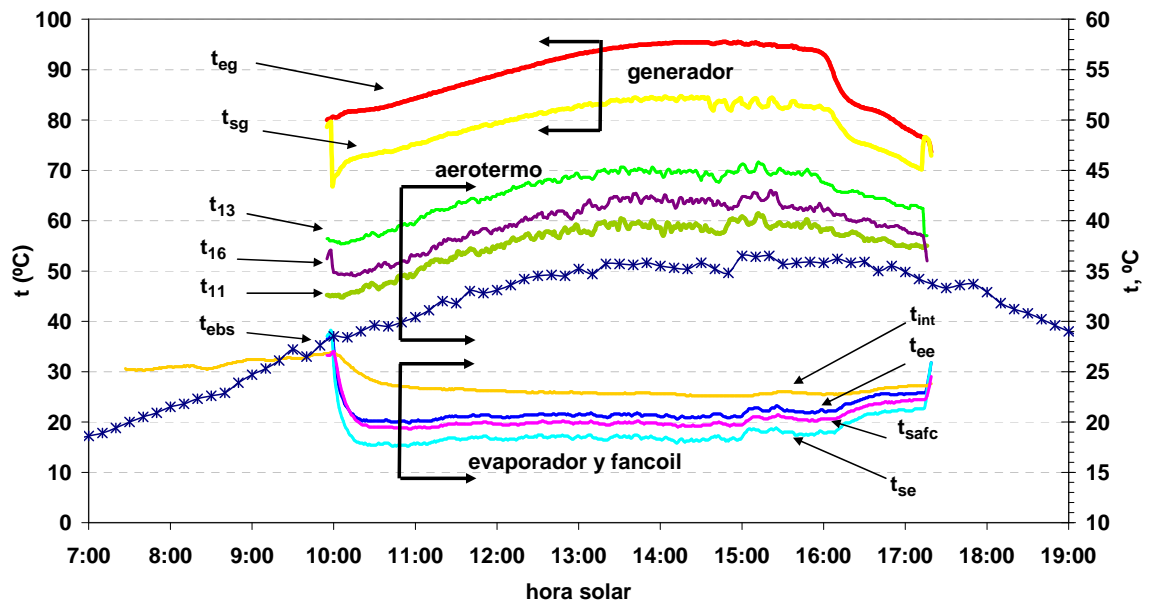


Figura 6.21 Temperaturas de entrada y salida de fluidos: generador, evaporador, aerotermo y fancoil (25/08/08).

9:55h: $t_{ebs}=28,5^{\circ}\text{C}$ y $t_{int}=26,4^{\circ}\text{C}$. Se transfiere calor al tanque de almacenamiento a $t_{eg}=80^{\circ}\text{C}$.

6.5. Resultados experimentales de tres días característicos

15:00h: Con $t_{\text{ebs}}=36,5^{\circ}\text{C}$ y $t_{\text{eg}}=95,2^{\circ}\text{C}$, se obtiene que: $t_{\text{se}}=18,5^{\circ}\text{C}$; $t_{11}=40,4^{\circ}\text{C}$; $t_{13}=45,6^{\circ}\text{C}$ y $t_{\text{int}}=22,6^{\circ}\text{C}$.

15:40h-17:17h: t_{ebs} disminuye de $35,7^{\circ}\text{C}$ a $33,5^{\circ}\text{C}$. El tanque sigue alimentando al generador de la máquina aunque ya no recibe calor de los paneles; t_{eg} disminuye de $94,5^{\circ}\text{C}$ a 76°C ; t_{se} aumenta de $18,7^{\circ}\text{C}$ a $21,4^{\circ}\text{C}$, y t_{int} aumenta de $22,9^{\circ}\text{C}$ a $23,6^{\circ}\text{C}$.

17:17h: Se alcanza el valor $t_{\text{eg}}=76^{\circ}\text{C}$ y la máquina deja de producir frío. En ese momento $Q_f=3,8\text{kW}$.

En la figura 6.22 se muestra Q_g , Q_e y Q_{aer} . Durante este día, Q_g aumenta ligeramente de $7,5\text{kW}$ a 9kW y disminuye bruscamente hasta 6kW cuando, el tanque, sin recibir aporte de calor de los paneles, sigue alimentando el generador de la máquina. Esto sucede durante una hora (16:00h-17:00h). Los valores totales del día fueron: $E_g=55,5\text{kWh}$ y $E_e=30,5\text{kWh}$. La FS de la jornada laboral fue el 79% y la del todo el día fue el 70%.

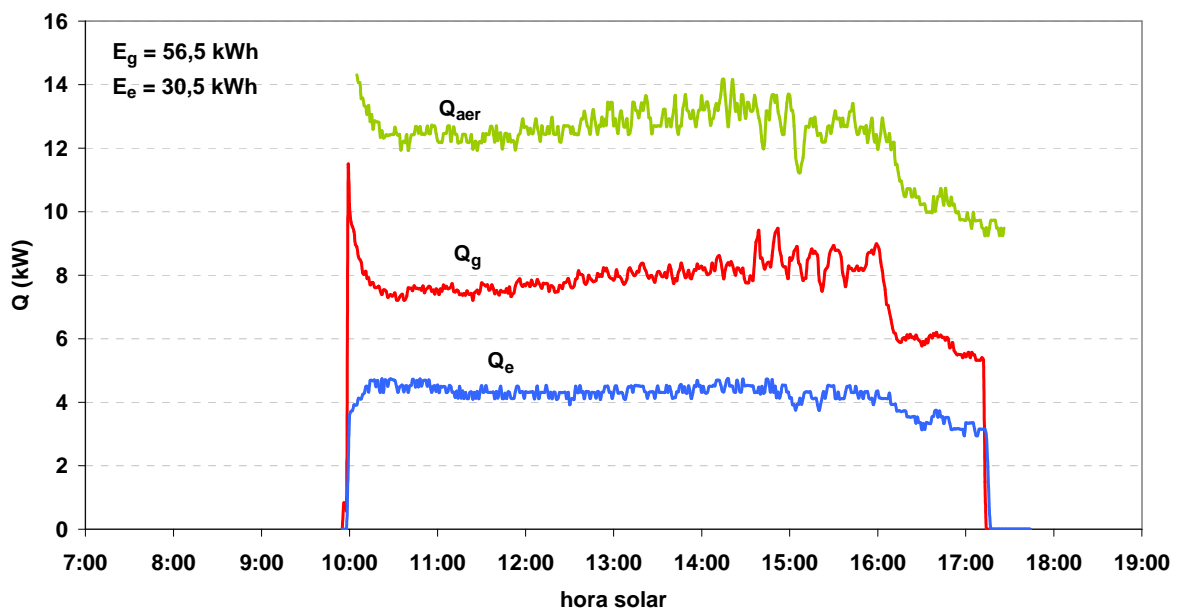


Figura 6.22 Potencias: generador, evaporador, aerotermo (25/08/08).

En la figura 6.23 viene representado el CEE térmico instantáneo. El valor medio diario fue 0,55.

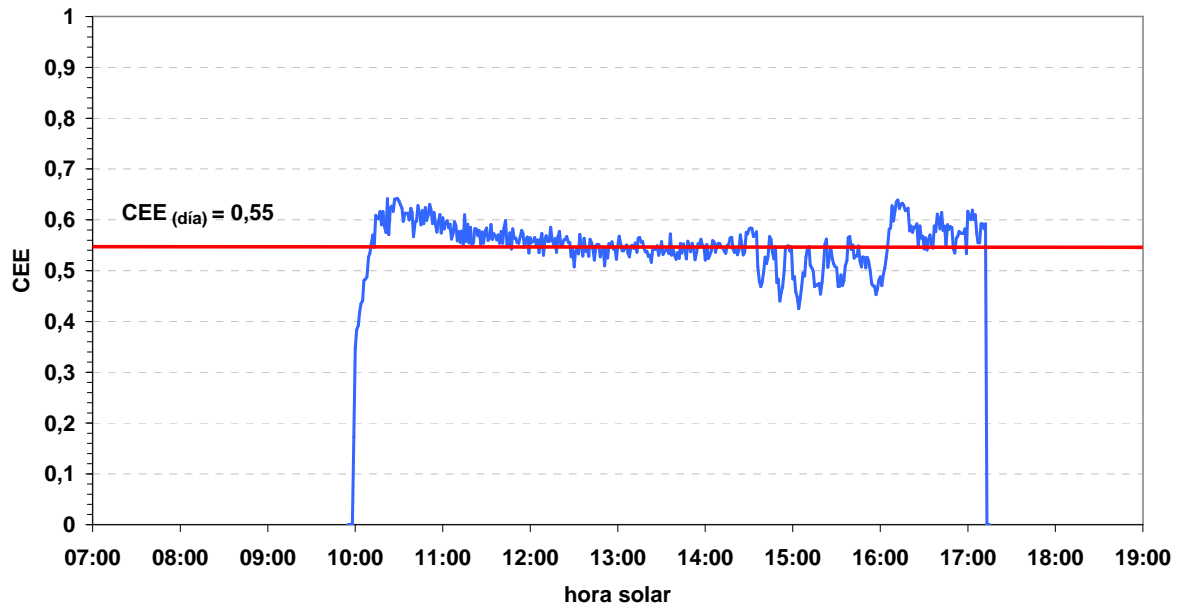


Figura 6.23 CEE térmico (25/08/08).

Rendimiento global

En la figura 6.24 se muestra η_{global} . Su valor medio diario fue 0,09.

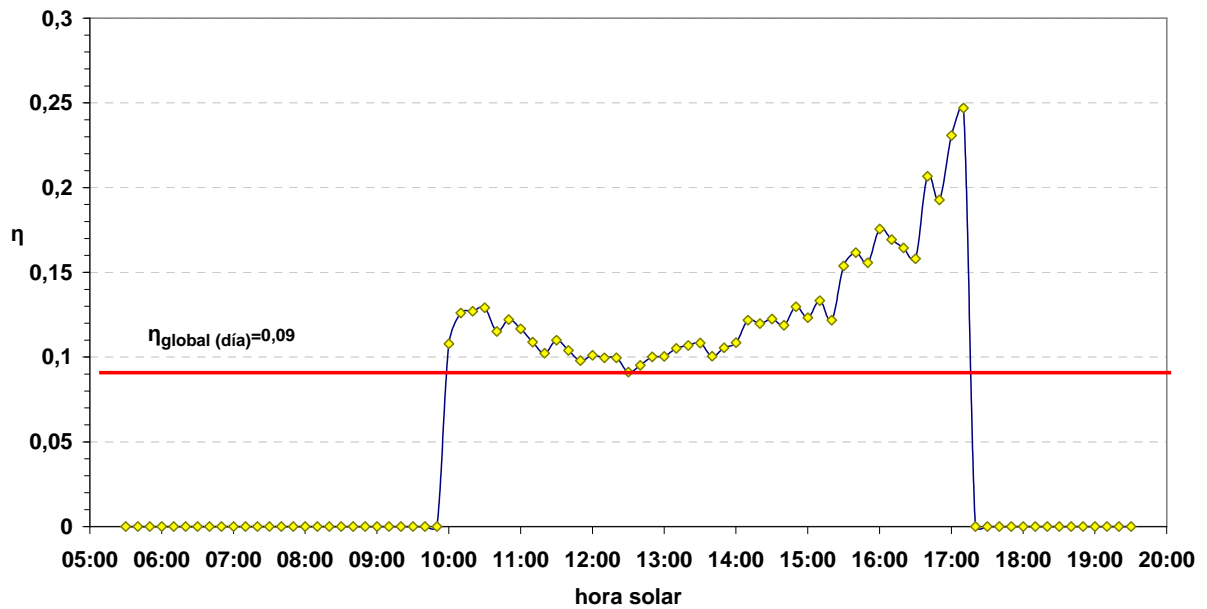


Figura 6.24 Rendimiento global (25/08/08).

6.5. Resultados experimentales de tres días característicos

6.5.3 Día muy caluroso: $t_{\text{abs(max)}} = 40,4\text{ }^{\circ}\text{C}$ (21/07/09)

Instalación solar

En la figura 6.25 se muestra: t_{ecol} , t_{scol} , t_{etan} , t_{stan} . Se transfiere calor al tanque de almacenamiento desde las 8:40h hasta las 14:40h, momento en el que aparecen nubes y disminuye la radiación solar, provocando la parada de la bomba B₂. La t_{scol} máxima fue 103,1°C y la t_{etan} máxima 97,5°C. La diferencia máxima entre t_{scol} y t_{ecol} fue 10,1°C. La diferencia máxima entre t_{stan} y t_{ecol} fue 8,1°C.

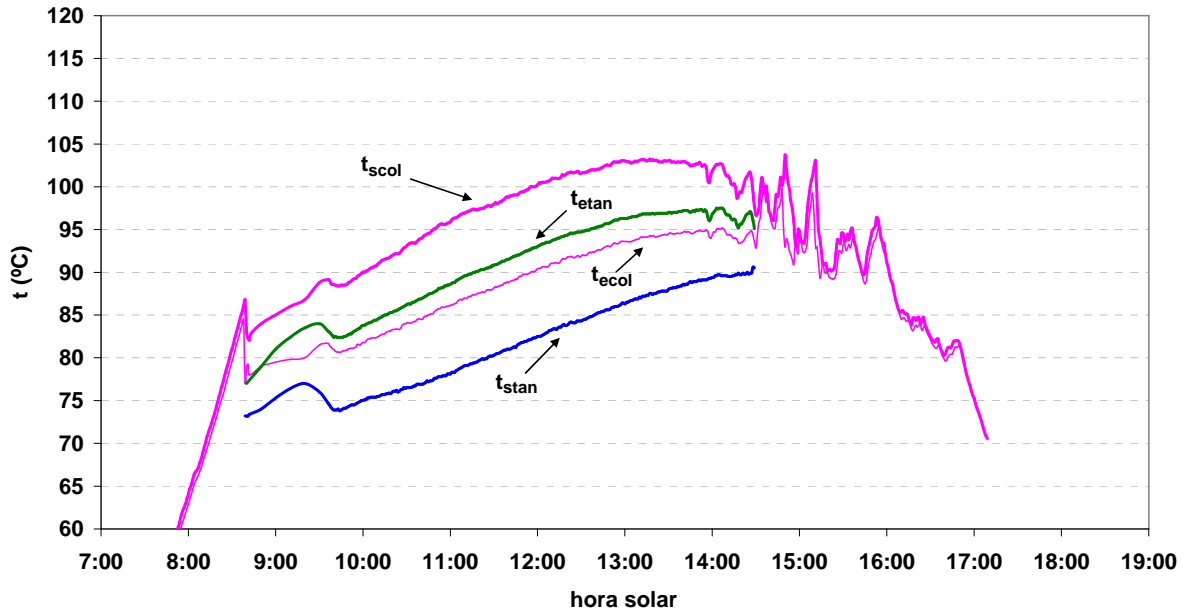


Figura 6.25 Temperaturas de entrada y salida: colectores, tanque (21/07/09).

En la figura 6.26 se muestra I_{col} . También vienen representadas: $G_{\text{col(min)}}$, E_{etan} , $G_{\text{per(prim-sec)}}$ y G_{per} . La energía solar sobre los colectores, G_{col} , fue 6,4kWh/m². En esa figura:

5:10h-8:40h: La energía solar necesaria para comenzar a transferir calor al tanque fue $G_{\text{col(min)}}=0,5\text{kWh/m}^2$, y la radiación solar en el arranque de la bomba B₂ a las 8:40h fue $I_{\text{col(min)}}=408\text{ W/m}^2$.

8:40h-14:40h: El calor que se transfiere al tanque es 2kWh/m² y el que se pierde en el circuito primario y en el secundario 2,7kWh/m².

14:40h-19:00h: La energía solar incidente sobre los colectores no es utilizada por la instalación ($G_{\text{per}}=1,2\text{ kWh/m}^2$).

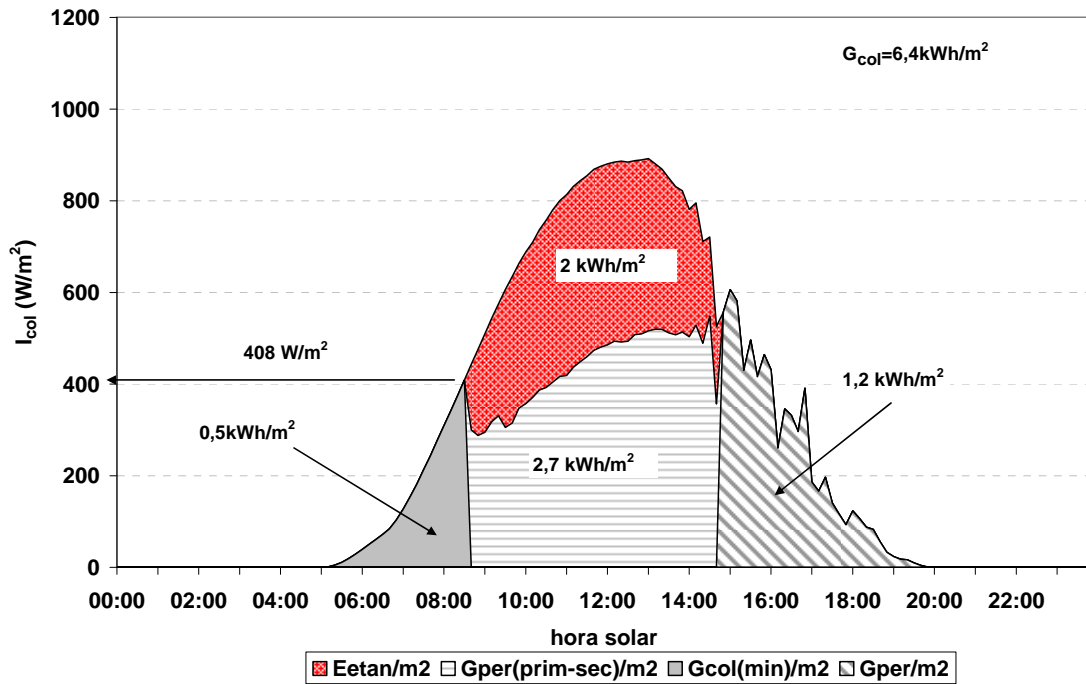


Figura 6.26 Radiación sobre los colectores. Umbral de energía solar, calor transferido al tanque y pérdidas (21/07/09).

En la figura 6.27 se muestra: Q_{col} , Q_{fcol} y Q_{etan} . Los valores máximos fueron $37,7kW$; $19,2kW$ y $16,7kW$, respectivamente. Las energías diarias fueron: $E_{col}=268,5kWh$; $E_{fcol}=95,2 kWh$ y $E_{etan}= 83,3kWh$.

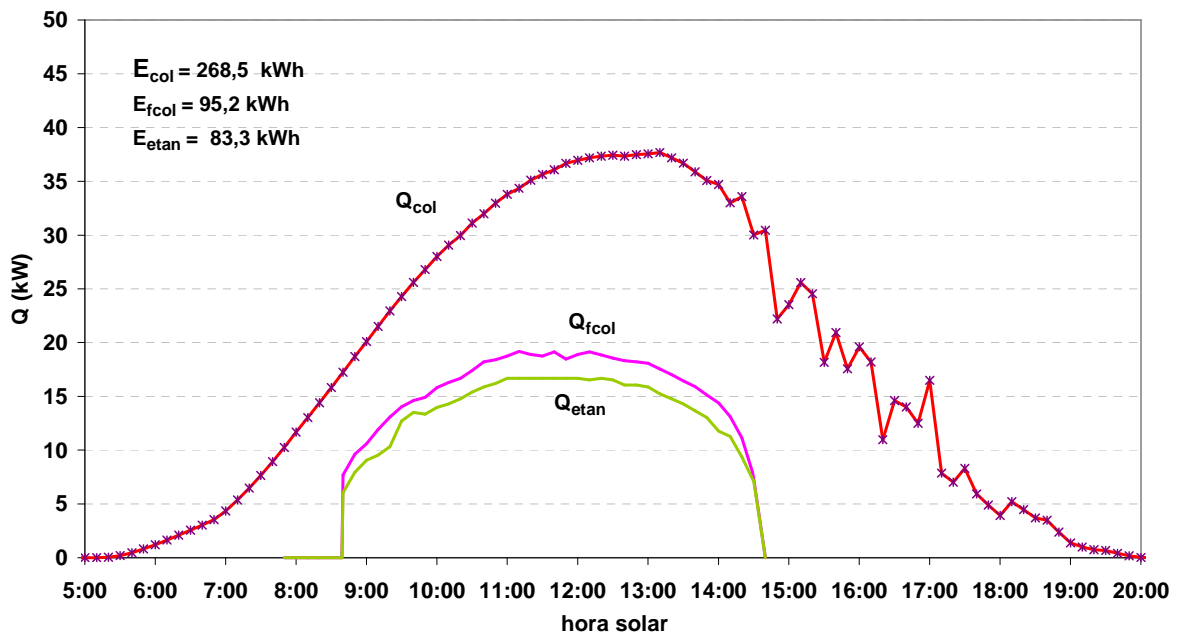


Figura 6.27 Potencias: radiación sobre colectores, fluido primario y transferida al tanque (21/07/09).

La figura 6.28 muestra η_{col} , η_{etan} y η_{solar} a lo largo del día. El valor medio diario fue $0,35$; $0,31$ y $0,16$, respectivamente.

6.5. Resultados experimentales de tres días característicos

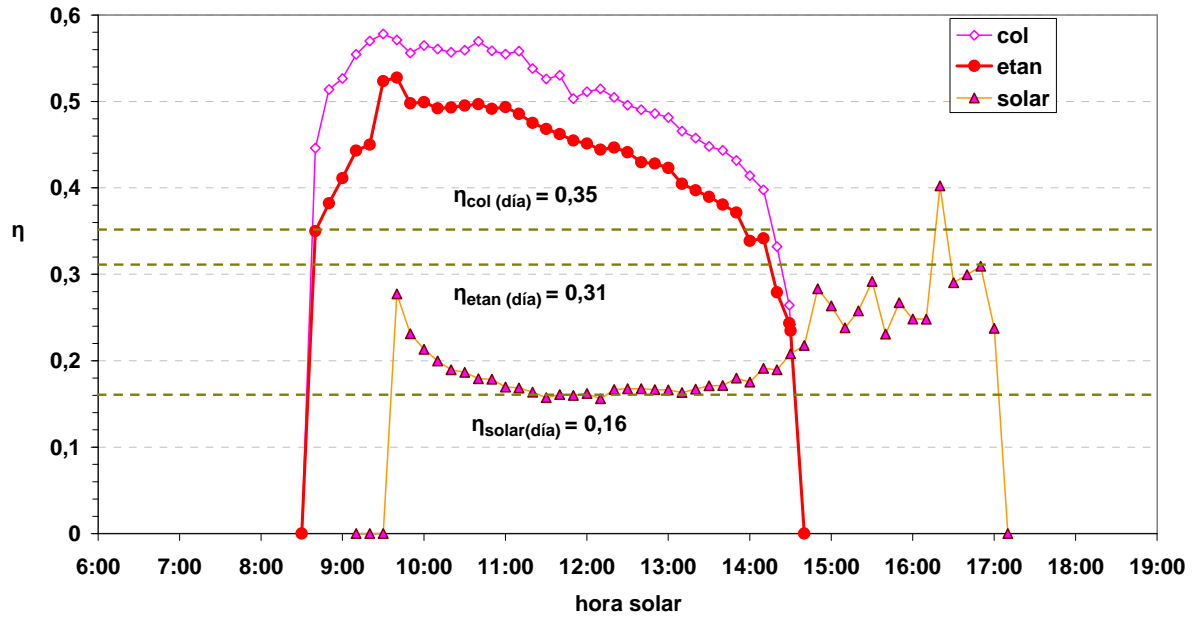


Figura 6.28 Rendimientos de la instalación solar (21/07/09).

Máquina comercial

La figura 6.29 muestra la temperatura de entrada y salida de los fluidos exteriores a la máquina de absorción y al fancoil del local.

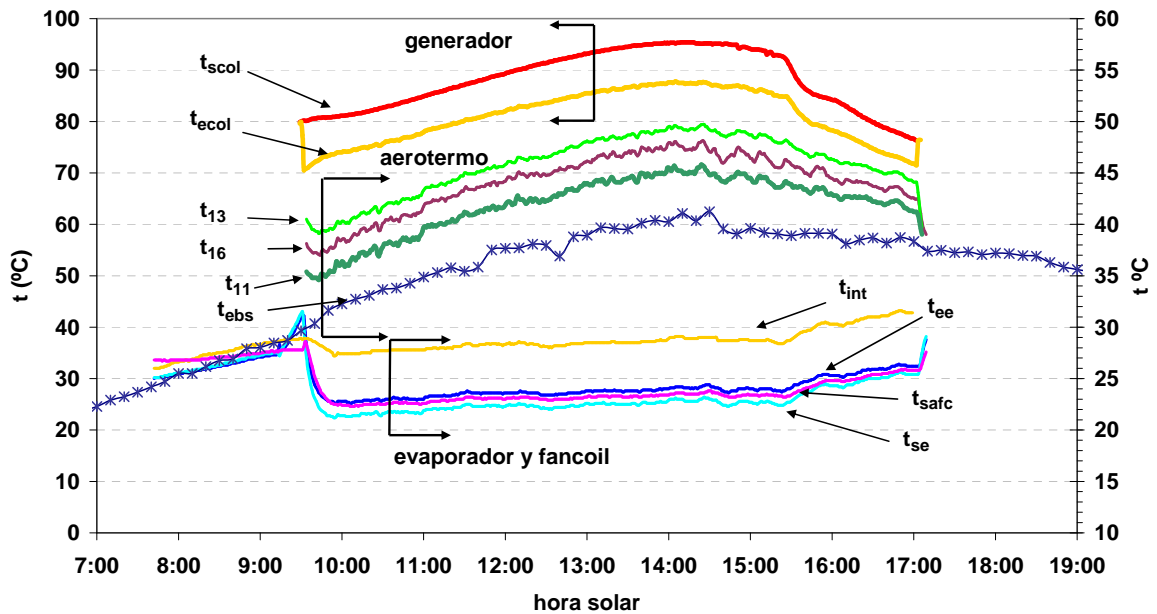


Figura 6.29 Temperaturas de entrada y salida de fluidos en: generador, evaporador, aerotermo y fancoil (21/07/09).

9:30h: La bomba B₃ arranca y se transfiere calor al generador de la máquina a 80°C.

14:10h: Se registran los siguiente valores de temperatura: $t_{ebs}=41,1^{\circ}\text{C}$, $t_{eg}=95,4^{\circ}\text{C}$, $t_{se}=23^{\circ}\text{C}$, $t_{13}=49,3^{\circ}\text{C}$ y $t_{11}=45,1^{\circ}\text{C}$. La t_{int} se sitúa ligeramente por encima de 29°C .

14:30-17:06h: Durante este intervalo, t_{eb} disminuye de 39°C a 38°C , t_{eg} de 95°C a 76°C y t_{se} aumenta de $22,7^{\circ}\text{C}$ a $27,5^{\circ}\text{C}$.

En la figura 6.30 se muestra Q_g , Q_e y Q_{aer} . Durante este día Q_e no cubrió Q_t (figuras 6.5 y 6.30). El valor medio fue en torno a $2,5\text{kW}$.

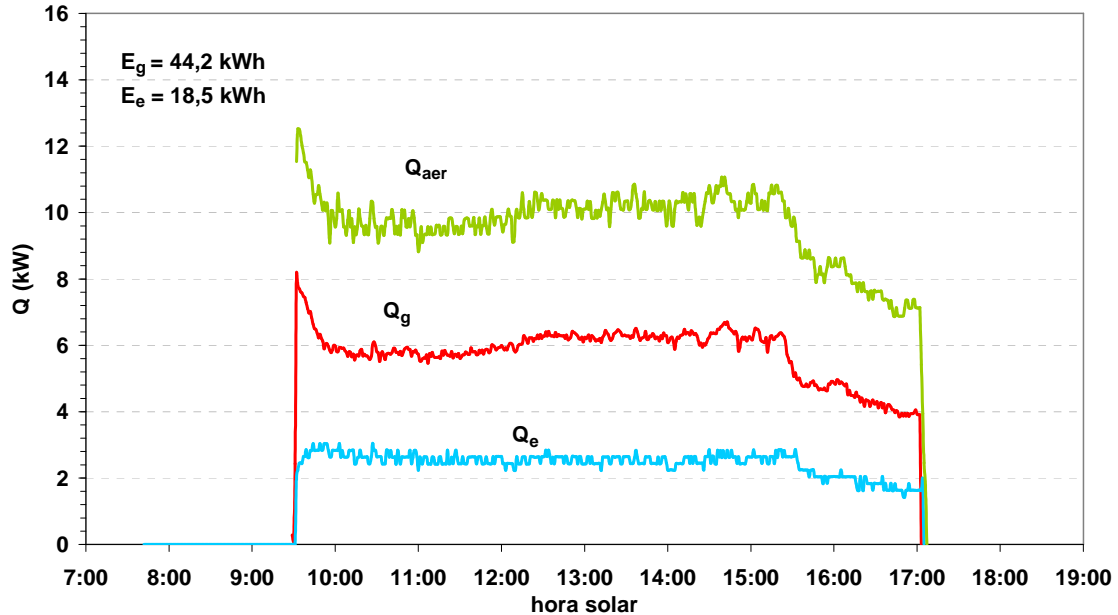


Figura 6.30. Potencias: generador, evaporador, aerotermo (21/07/09).

El calor total aportado al generador fue $E_g=44,2\text{kWh}$ y el frío total producido en el evaporador $E_e=18,5 \text{ kWh}$. La FS de la jornada laboral fue el 39 % y la de todo el día el 28%.

En la figura 6.31 se muestra el CEE térmico instantáneo. Su valor medio diario fue $\text{CEE}_{(\text{día})}=0,42$.

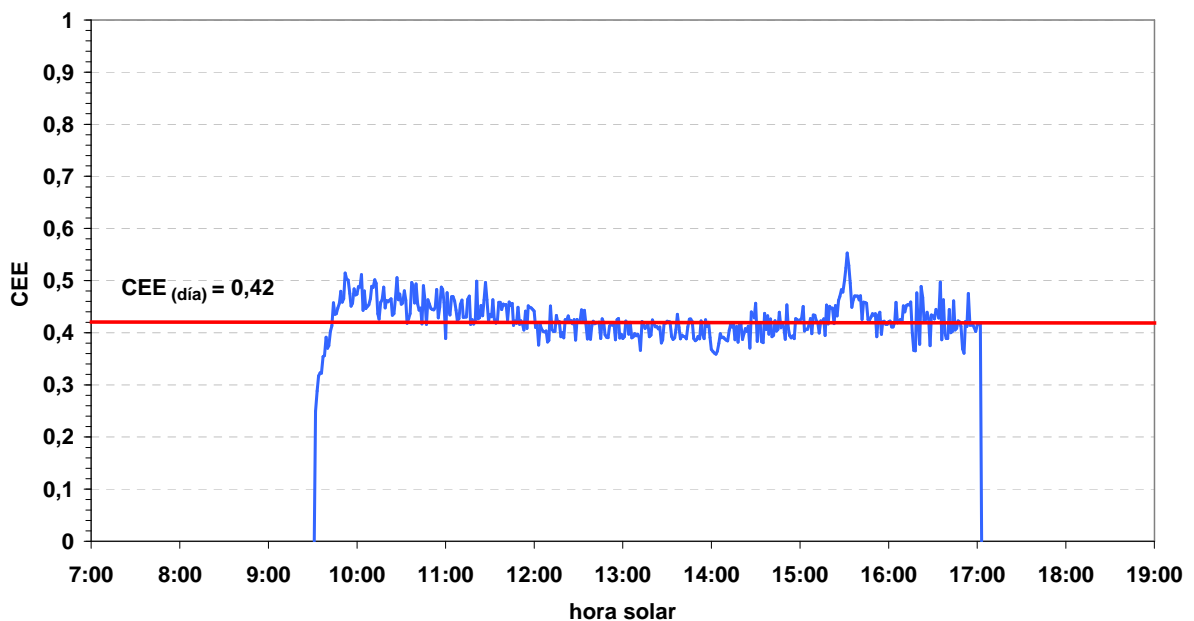


Figura 6.31 CEE térmico (21/07/09).

Rendimiento global

En la figura 6.32 se representa el η_{global} instantáneo. El valor medio fue $\eta_{\text{global}} (\text{día}) = 0,07$.

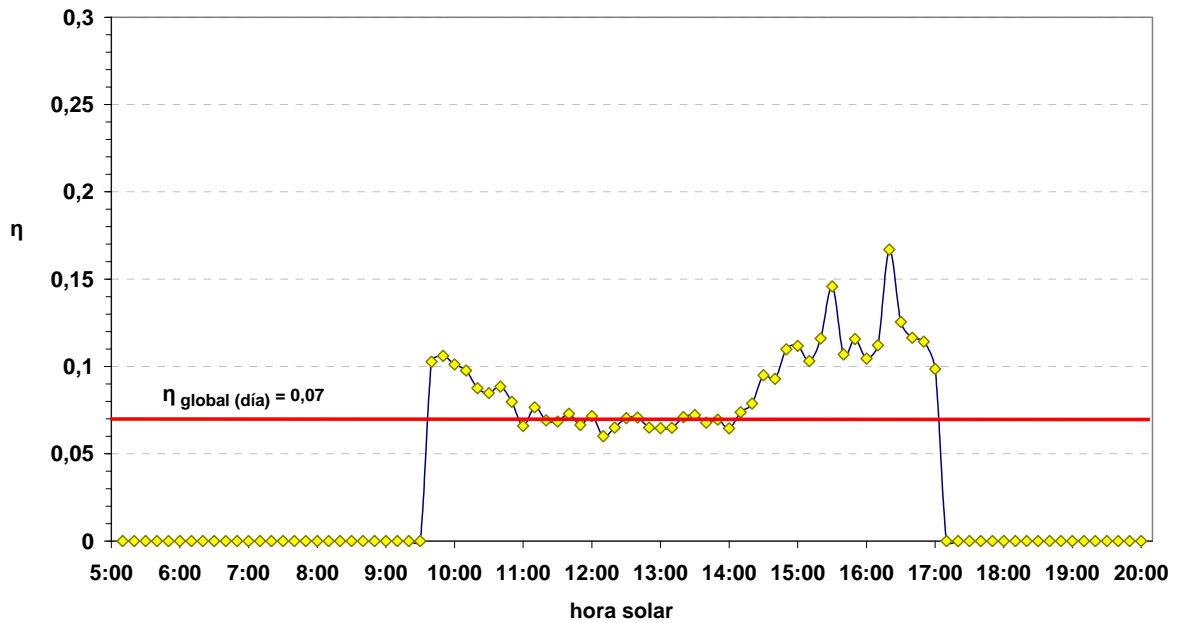


Figura 6.32 Rendimiento global (21/07/09).

6.6 Resultados experimentales del período de ensayo

A continuación se muestra un resumen de los resultados de los 48 días ensayados.

6.6.1 Energías

En la tabla 6.1 se muestra: E_d , E_{col} , E_{fcol} , E_{etan} , E_g y E_e para cada día.

6.6.2 Fracción solar, rendimientos y CEE térmico

- El rendimiento medio del campo de colectores se ha calculado a partir del cociente entre la energía del fluido del circuito primario ($E_{\text{fcol}}=4.590\text{kWh}$) y la energía solar sobre los colectores ($E_{\text{col}}= 14.356\text{kWh}$), obteniendo un valor de 0,32.
- La relación entre el calor que se transfiere al tanque ($E_{\text{etan}}=4.119 \text{ kWh}$) y la energía solar sobre los colectores, resultó ser igual a 0,29.
- El rendimiento medio de la instalación solar se ha calculado a partir del cociente entre el calor transferido al generador ($E_g=2.361\text{kWh}$) y la energía solar total sobre los colectores, obteniendo como resultado un valor de 0,16.
- El CEE térmico medio se ha calculado como el cociente entre el frío producido en el evaporador ($E_e=1.185\text{kWh}$) y el calor suministrado al generador. Su valor fue 0,5.
- El rendimiento global se ha calculado a partir del cociente entre el frío producido en el evaporador y la energía solar sobre los colectores, obteniendo un valor igual a 0,08.
- La FS se ha calculado a partir del cociente entre el frío producido en el evaporador y la demanda de calor durante la jornada laboral ($E_d=1.796\text{kWh}$), dando como resultado el 66%.

Tabla 6.1 Demanda térmica y energías diarias.

Día	E _d diaria (kWh)	E _d jornada (kWh)	E _{col} (kWh)	E _{fc} (kWh)	E _{etan} (kWh)	E _g (kWh)	E _e (kWh)
03/06/09	47,18	35,42	287	76,5	71,1	35,3	15,8
04/06/09	30,21	27,49	172	28,6	24,9	21,5	10,1
10/06/09	32,23	26,15	311	81,2	74,4	13,3	5,9
11/06/09	44,54	35,09	309	91,1	83,4	35,7	15,2
14/06/09	55,76	38,91	280	102,2	95,7	42,7	20,7
18/06/09	61,65	45,69	287	102,6	94,5	54,6	22,0
22/06/09	47,82	37,82	288	92,0	81,6	51,1	21,1
23/06/09	55,15	40,90	307	92,3	85,9	53,7	22,8
24/06/09	46,59	37,08	321	94,9	87,7	57,1	26,7
25/06/09	30,25	27,12	316	91,9	84,1	55,5	27,0
26/06/09	27,88	24,97	270	61,6	55,1	30,4	14,3
29/06/09	50,76	37,84	297	93,0	84,8	43,3	14,8
30/06/09	59,43	43,87	301	106,6	95,7	55,8	13,8
01/07/09	63,61	46,23	297	111,3	97,7	57,3	29,7
02/07/09	64,00	45,15	300	110,2	98,3	57,2	29,0
03/07/09	61,11	43,88	305	107,8	99,1	57,6	28,8
7/07/09	44,99	35,02	303	113,7	100,4	55,6	27,9
08/07/09	48,26	35,62	284	110,7	96,8	54,9	26,3
09/07/09	54,43	39,77	297	104,4	91,4	53,9	25,6
10/07/09	55,94	40,96	294	92,0	84,8	55,6	26,5
14/07/09	50,87	36,74	306	105,1	93,1	57,8	30,1
15/07/09	44,51	35,02	301	113,2	101,1	60,9	30,9
16/07/09	57,40	42,16	297	109,0	96,4	57,4	27,4
21/07/09	66,21	47,47	269	95,2	83,3	44,2	18,5
22/07/09	68,10	44,23	287	101,8	91,4	54,4	25,5
23/07/09	35,69	26,71	274	94,0	82,7	50,8	27,5
24/07/09	43,52	34,62	294	114,9	101,2	57,0	29,4
27/07/09	62,01	46,46	286	110,6	98,9	56,1	28,0
06/08/08	67,63	48,92	308	100,0	90,5	45,4	22,8
07/08/08	60,11	44,88	361	106,9	93,9	56,5	31,4
08/08/08	43,46	34,68	355	132,9	117,4	42,1	22,6
11/08/08	56,85	44,17	317	103,7	92,0	43,9	24,3
12/08/08	40,37	34,29	325	87,8	76,7	49,0	28,2
13/08/08	34,78	30,77	349	115,8	103,7	63,2	31,2
19/08/08	45,31	39,99	343	102,1	94,8	57,3	33,8
20/08/08	39,82	34,61	346	113,1	100,8	62,3	35,4
21/08/08	52,19	38,39	323	101,6	90,7	54,4	29,0
22/08/08	46,00	38,51	291	79,6	73,7	45,6	25,7
25/08/08	43,43	38,54	319	107,0	95,0	55,5	30,5
26/08/08	54,60	40,43	311	82,0	76,3	57,0	31,4
27/08/08	53,09	37,04	308	86,3	76,4	55,1	30,9
28/08/08	53,09	39,37	297	82,3	72,2	51,0	27,3
01/09/08	38,07	34,45	316	99,0	86,5	43,8	25,6
02/09/08	39,10	34,89	227	72,7	64,9	45,5	26,1
03/09/08	33,43	31,23	319	106,4	94,5	53,2	30,8
04/09/08	29,27	28,54	280	62,9	57,9	31,8	18,4
08/09/08	41,00	34,12	237	72,8	65,6	32,7	16,9
11/09/08	30,00	29,98	285	67,0	59,8	35,2	20,9
total	2.312	1.796	14.356	4.590	4.119	2.361	1.185
kWh/día	48,16	37,42	299,1	95,6	85,8	49,2	24,7
kWh/m²útil			339,9	108,7	97,5	55,9	28,1

6.6.3 Energía primaria de los equipos auxiliares

La potencia nominal de las bombas B₁, B₂, B₃ fue 395W, 175 W y 110W respectivamente. En la tabla 6.2 se muestra su tiempo de funcionamiento, así como la energía primaria de las tres bombas y de la máquina, habiendo considerado $\eta_{cen}=0,38$. La energía primaria total de los equipos auxiliares ($E_{B1}+E_{B2}+E_{B3}+E_{maq}$) fue 2,2 MWh.

6.6.4 Rendimientos y CEE considerando la energía primaria de los equipos auxiliares

Con E_{B1} , E_{B2} , E_{B3} y E_{maq} , se calculan los valores de η_{solar_elec} , CEE_{elec} , η_{global_elec} medios del período, aplicando las ecuaciones (6.8)-(6.10). Los valores resultantes fueron 0,15; 0,34 y 0,07 respectivamente.

$$\eta_{solar_elec} = \frac{E_g}{E_{col} + E_{B1} + E_{B2} + E_{B3}} \quad (6.8)$$

$$COP_{elec} = \frac{E_e}{E_g + E_{maq}} \quad (6.9)$$

$$\eta_{global_elec} = \frac{E_e}{E_{col} + E_{B1} + E_{B2} + E_{B3} + E_{maq}} \quad (6.10)$$

Se observa que al considerar el consumo eléctrico de las bombas y de la máquina de absorción, y realizando el cálculo en términos de energía primaria, η_{solar} baja un 6,2%, el CEE un 32% y η_{global} un 12,5%.

Tabla 6.2 Tiempo de funcionamiento y energía primaria de equipos auxiliares ($\eta_{cen}=0,38$).

Día	Tiempo funcionamiento (h:min)			Energía primaria (kWh)			
	B ₁	B ₂	B ₃	E _{B1}	E _{B2}	E _{B3}	E _{maq}
03/06/09	7:10	5:50	4:55	7,4	6,1	5,1	15,6
04/06/09	7:10	3:20	2:25	7,5	3,4	2,5	7,5
10/06/09	7:20	5:35	0:50	7,5	5,8	0,8	2,5
11/06/09	7:25	6:05	5:20	7,7	6,3	5,5	16,8
14/06/09	9:20	7:50	6:35	9,6	8,1	6,9	20,8
18/06/09	10:35	7:25	8:30	11,0	7,7	8,8	26,8
22/06/09	9:25	7:55	7:40	9,7	8,2	8,0	24,3
23/06/09	11:20	7:00	7:50	11,8	7,3	8,1	24,7
24/06/09	9:00	7:35	8:05	9,3	7,9	8,4	25,5
25/06/09	9:20	7:10	7:35	9,6	7,5	7,8	23,8
26/06/09	7:50	5:55	5:30	8,1	6,1	5,7	17,3
29/06/09	9:40	5:50	6:50	10,1	6,1	7,0	21,3
30/06/09	9:35	7:00	8:05	10,0	7,2	8,4	25,6
01/07/09	9:05	7:10	8:35	9,4	7,5	8,9	27,1
02/07/09	9:50	7:05	8:25	10,2	7,4	8,7	26,5
03/07/09	9:50	7:10	8:30	10,2	7,5	8,9	26,9
07/07/09	9:05	7:10	7:55	9,5	7,5	8,2	25,0
08/07/09	9:05	7:10	7:50	9,4	7,4	8,1	24,6
09/07/09	9:20	7:25	8:20	9,6	7,7	8,6	26,1
10/07/09	7:40	7:10	8:20	8,0	7,5	8,6	26,3
14/07/09	9:05	7:20	8:00	9,5	7,5	8,4	25,4
15/07/09	10:20	7:40	8:25	10,7	8,0	8,8	26,6
16/07/09	10:05	7:05	8:30	10,5	7,4	8,9	26,9
21/07/09	8:40	6:35	7:55	9,0	6,9	8,2	24,9
22/07/09	9:10	7:10	8:05	9,5	7,5	8,5	25,7
23/07/09	7:50	6:50	7:00	8,1	7,1	7,2	22,0
24/07/09	9:50	7:20	7:55	10,2	7,5	8,2	25,0
27/07/09	9:35	7:05	8:20	9,9	7,4	8,6	26,2
06/08/08	9:05	6:00	6:20	9,4	6,2	6,5	19,8
07/08/08	10:20	7:20	9:05	10,7	7,5	9,4	28,6
08/08/08	9:25	7:35	6:30	9,7	7,8	6,8	20,5
11/08/08	8:55	6:55	6:50	9,3	7,2	7,0	21,4
12/08/08	7:35	6:35	7:35	7,9	6,9	7,8	23,8
13/08/08	9:20	7:40	7:40	9,6	8,0	8,0	24,3
19/08/08	9:50	5:50	8:00	10,1	6,0	8,3	25,1
20/08/08	10:50	6:00	8:00	11,2	6,3	8,3	25,3
21/08/08	10:00	5:50	6:50	10,4	6,0	7,0	21,3
22/08/08	7:25	6:20	6:05	7,7	6,5	6,3	19,3
25/08/08	10:20	6:25	7:20	10,7	6,7	7,6	23,1
26/08/08	10:30	5:50	7:35	10,9	6,0	7,9	24,0
27/08/08	10:35	5:50	7:20	11,0	6,0	7,6	23,1
28/08/08	10:35	5:50	7:00	11,0	6,0	7,3	22,1
01/09/08	9:50	6:25	5:55	10,1	6,7	6,1	18,6
02/09/08	7:10	6:10	6:25	7,5	6,4	6,7	20,2
03/09/08	9:40	6:25	7:05	10,0	6,7	7,4	22,4
04/09/08	9:50	5:50	5:00	10,2	6,0	5,2	15,8
08/09/08	7:30	5:50	5:10	7,8	6,0	5,4	16,4
11/09/08	9:35	7:50	5:10	10,0	8,1	5,4	16,4
total				458,4	332,6	352,0	1069,4
Por día	9:10	6:40	7:00	9,6	6,9	7,3	22,3

6.6.5 Temperaturas máximas: t_{scol} y t_{eg}

En la figura 6.33 se muestran las t_{scol} y t_{eg} máximas de cada día. La diferencia media entre ambas temperaturas es 10°C , aproximadamente. El valor máximo de t_{scol} del período fue 107°C y la t_{eg} máxima fue 98°C .

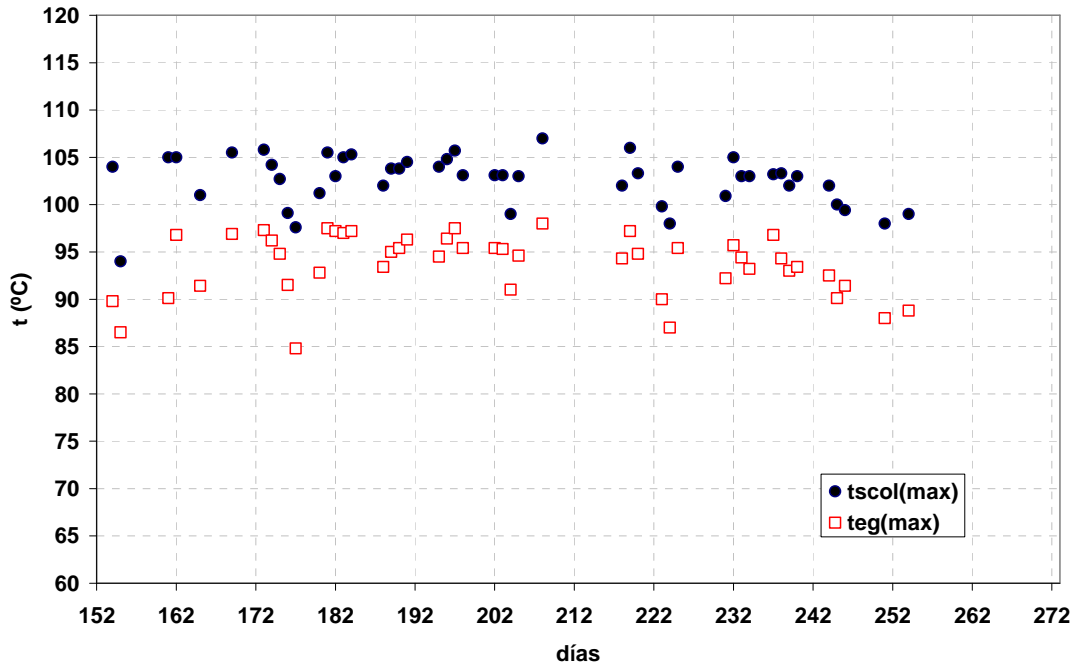


Figura 6.33 Temperatura máxima del fluido a la salida de colectores y entrada al generador.

6.6.6 t_{se} frente a t_{ebs}

En la figura 6.34 viene representada la variación de t_{se} con t_{ebs} .

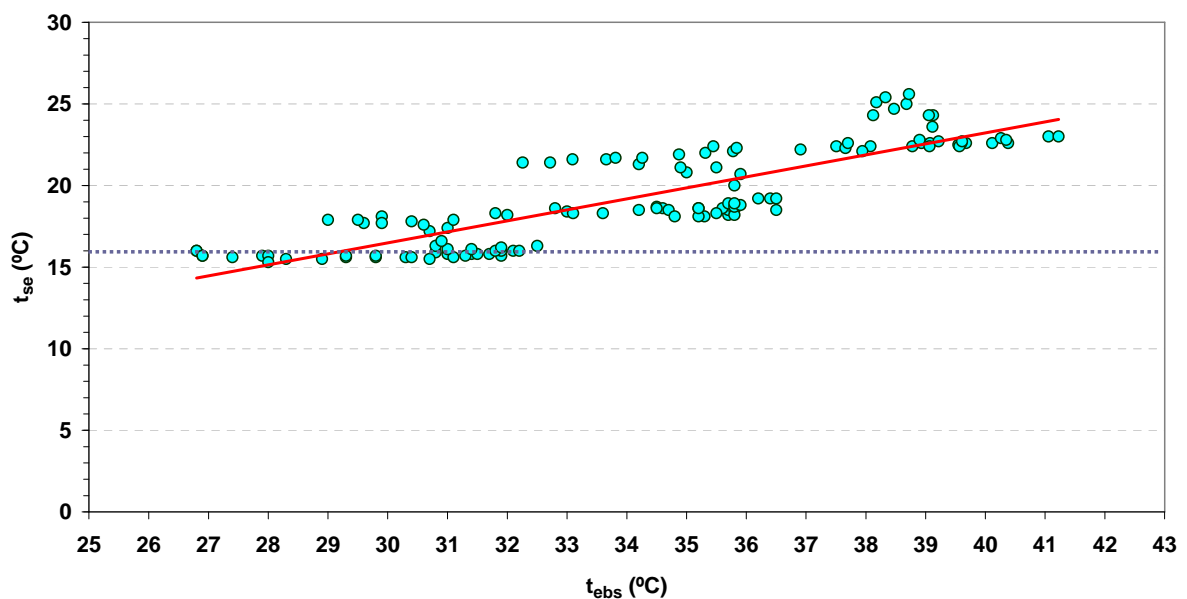


Figura 6.34 Temperatura de salida del agua del evaporador frente a la temperatura exterior de bulbo seco.

Con $27^{\circ}\text{C} \leq t_{\text{ebs}} \leq 41^{\circ}\text{C}$ y $80^{\circ}\text{C} \leq t_{\text{eg}} \leq 98^{\circ}\text{C}$, se obtiene que $15^{\circ}\text{C} \leq t_{\text{se}} \leq 25,6^{\circ}\text{C}$. Se observa que las t_{se} obtenidas durante el verano de 2005 son inferiores a las alcanzadas durante el verano de 2008. Esto se debe a que la temperatura de alimentación aportada al generador durante el verano de 2005 ($100^{\circ}\text{C} \leq t_{\text{eg}} \leq 105^{\circ}\text{C}$) fue superior a la aportada por la instalación solar durante el verano de 2008.

6.6.7 Q_e frente a t_{ebs}

En la figura 6.35 viene representada la influencia de t_{ebs} sobre Q_e . Con $27^{\circ}\text{C} \leq t_{\text{ebs}} \leq 41^{\circ}\text{C}$ y $80^{\circ}\text{C} \leq t_{\text{eg}} \leq 95^{\circ}\text{C}$, se obtiene que $4,8\text{kW} \leq Q_e \leq 2,2\text{kW}$. A partir de 38°C se obtienen capacidades por debajo de $2,6\text{kW}$.

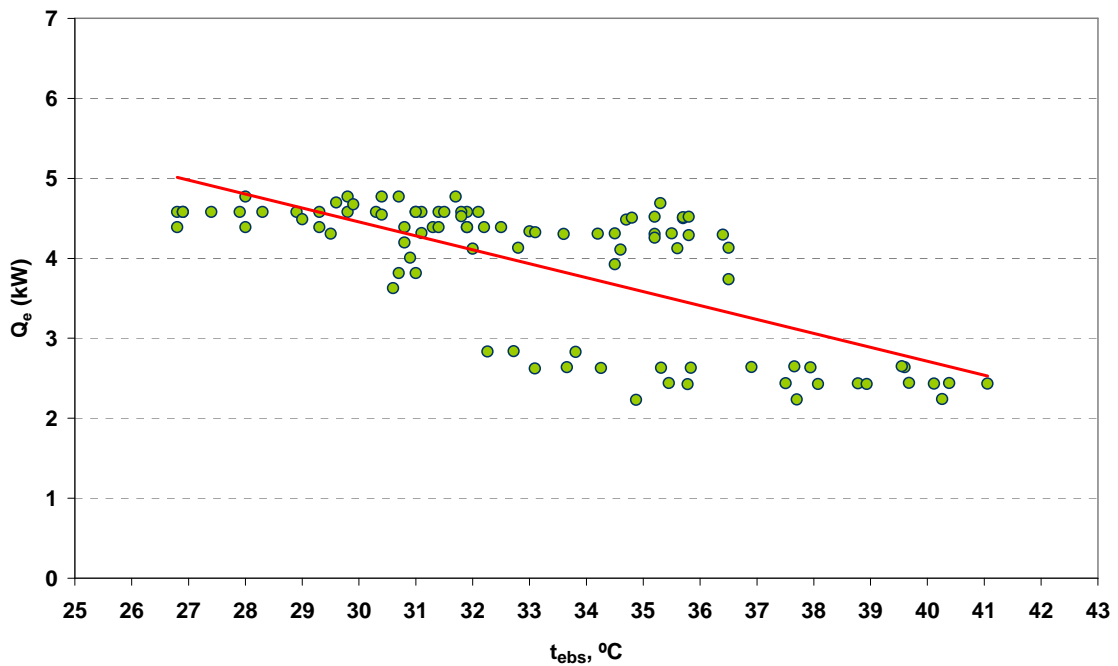


Figura 6.35 Potencia del evaporador frente a la temperatura exterior de bulbo seco.

6.6.8 CEE frente a t_{ebs}

En la figura 6.36 viene representado cómo varía el CEE térmico con t_{ebs} . Se observa que para $t_{\text{ebs}} > 36^{\circ}\text{C}$, el CEE se sitúa por debajo de 0,5.

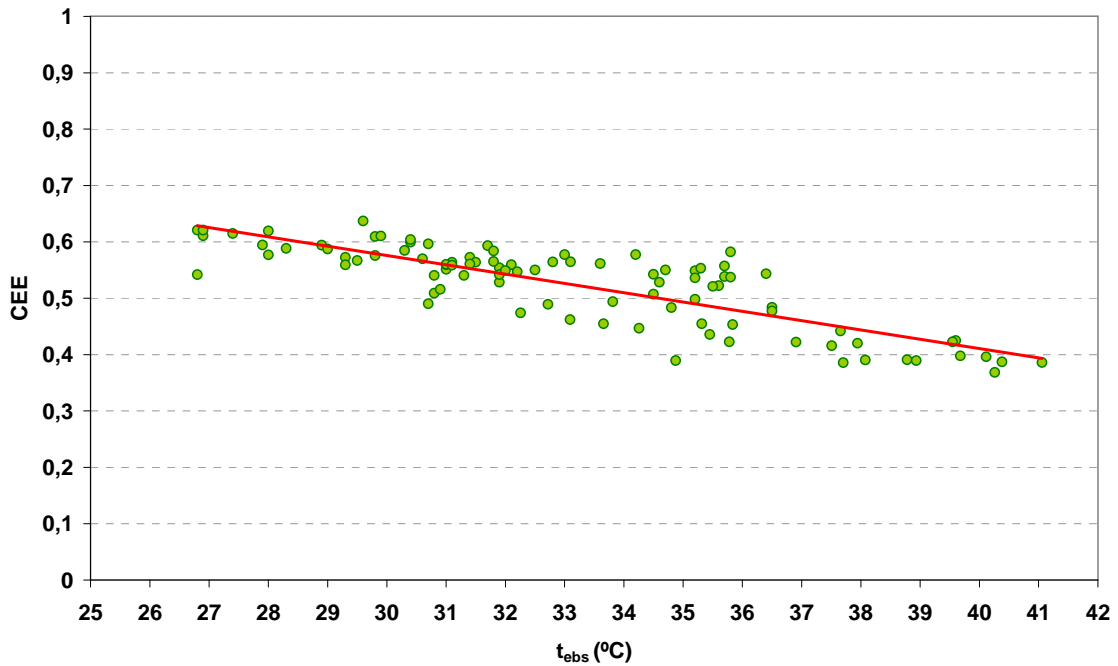


Figura 6.36 CEE térmico frente a la temperatura exterior de bulbo seco.

6.7 Cálculo de incertidumbres

Finalmente, al igual que se hizo en el Capítulo 4, se incluye una tabla con el cálculo de errores de las magnitudes más significativas (tabla 6.3).

Tabla 6.3 Tabla de incertidumbres.

Q_{col}	Q_{fcol}	Q_{etan}	Q_g	Q_e
$\pm 1\%$	$\pm 1,8 \%$	$\pm 1,7\%$	$\pm 1,6\%$	$\pm 6,2\%$
η_{col}	η_{etan}	η_{solar}	CEE	η_{global}
$\pm 2,1\%$	$\pm 2\%$	$\pm 1,9\%$	$\pm 6,4\%$	$\pm 6,3\%$

6.8 Conclusiones

En este capítulo se han presentado resultados experimentales de tres días característicos y de un período de 48 días de ensayo con la máquina con sistema re-cooling, alimentada con energía solar para climatizar un local de 40 m² mediante fancoil.

- La demanda de frío durante la jornada laboral de los días de ensayo fue $E_d=1,8$ MWh y el frío producido en el evaporador 1,2MWh, es decir, la FS fue el 67%. El calor transferido al generador fue $E_g=2,4$ MWh y la energía primaria de los equipos auxiliares resulto ser 2,2 MWh.

- La temperatura máxima de salida del fluido de los colectores ha sido $t_{eg(max)}=109^{\circ}\text{C}$ y el rendimiento medio de los colectores, considerando los 48 días de ensayo, fue 0,32.
- La t_{eg} máxima proporcionada por la instalación solar fue 98°C .
- Durante el período de ensayo, el rendimiento medio de la instalación solar resultó ser 0,16; el CEE medio de la máquina 0,5 y el rendimiento global medio de la instalación de frío solar 0,08. Estos valores disminuyen el 6,2%, 32% y 12,5%, respectivamente, si se tiene en cuenta el consumo eléctrico de los componentes de la instalación.
- La capacidad frigorífica de la máquina disminuye con el aumento de t_{ebs} . Se observó que con t_{ebs} entre 27°C y 41°C y t_{eg} entre 80°C y 98°C , la capacidad frigorífica de la máquina disminuía desde 4,8kW hasta 2,2 kW.
- Se ha observado que a medida que aumenta t_{ebs} , aumenta la temperatura de salida del agua fría: Se ha obtenido que con $t_{ebs(max)}=30^{\circ}\text{C}$, y $t_{eg}=90^{\circ}\text{C}$, se conseguía enfriar el agua en el evaporador hasta 16°C , aproximadamente. Con $t_{ebs(max)}=35^{\circ}\text{C}$, y $t_{eg}=95^{\circ}\text{C}$, t_{se} era 18°C , aproximadamente y con $t_{ebs(max)}=40^{\circ}\text{C}$, y $t_{eg}=95^{\circ}\text{C}$; t_{se} era 22°C , aproximadamente.
- Al aumentar t_{ebs} , la fracción solar disminuye: Se ha obtenido que para días con $t_{ebs(max)}$ de 30°C , 35°C y 40°C , la FS, durante la jornada laboral, es del 99%, 79% y 39%, respectivamente.
- El umbral de energía solar sobre los colectores, $G_{col(min)}$, para iniciar la transferencia de calor al tanque de almacenamiento es en torno a 500Wh/m^2 , y para días claros, transcurren aproximadamente 2 horas y media en alcanzar este valor desde que comienza a haber radiación solar sobre los colectores. La $I_{col(min)}$ en el arranque de la bomba B₂ es 450W/m^2 , aproximadamente.

6.9 Nomenclatura

B	bomba
CEE	coeficiente de eficiencia energética
E	calor, kWh
FS	fracción solar, %
G	energía solar, kWh/m ²
I	radiación solar, W/m ²
ICP	intercambiador de calor de placas
ICT	intercambiador de calor de tubos
M	caudal, m ³ /h
m	flujo másico, kg/s
Q	potencia térmica, kW
t	temperatura, °C

subíndices

aer	aerotermino
aux	auxiliar
col	colector
d	demanda
e	evaporador
ebs	exterior de bulbo seco
ee	entrada al evaporador

eg	entrada al generador
elec	eléctrico
etan	entrada al tanque
fcol	fluido de los colectores
global	instalación de frío solar
g	generador
int	interior
maq	máquina
max	máxima
min	mínima
per	pérdidas
prim	primario
safo	salida del aire fancoil
se	salida del evaporador
sec	secundario
sg	salida del generador
stan	salida del tanque
t	térmico
ucol	útil del colector
<i>griegas</i>	
η	rendimiento

Capítulo 7: Instalación de frío solar con prototipo de máquina de absorción de LiBr-H₂O condensada directamente por aire: Resultados experimentales.

Contenido

- 7.1 *Introducción*
 - 7.2 *Prototipo del CSIC*
 - 7.3 *Instalación de frío solar*
 - 7.4 *Variables ambientales y de proceso*
 - 7.5 *Procedimiento experimental*
 - 7.6 *Resultados experimentales para dos días significativos*
 - 7.7 *Resultados experimentales del período de ensayo*
 - 7.8 *Cálculo de incertidumbres*
 - 7.9 *Conclusiones*
 - 7.10 *Nomenclatura*
-

7.1 *Introducción*

En este capítulo se describe el prototipo de máquina de absorción de simple efecto de LiBr-H₂O condensada directamente por aire (*sistema directo*), con absorbedor adiabático desarrollado en el laboratorio de Bombas de Calor del instituto de Ciencias de la Construcción Eduardo Torroja (CSIC). Se muestran resultados experimentales realizados durante los meses de Agosto y Septiembre de 2009 utilizando la instalación solar como fuente de calor. El local a climatizar y el fancoil utilizado son los descritos en los capítulos 4 y 6.

7.2 *Prototipo del CSIC*

En el Laboratorio de Bombas de Calor del Instituto Eduardo Torroja (CSIC) situado en Arganda del Rey (Madrid), se ha llevado a cabo, como una de las tareas del subproyecto SP3 del Proyecto Singular y Estratégico INVISIO, la construcción y experimentación de un prototipo de máquina de absorción de simple-doble efecto (de 4,5 kW de potencia trabajando como simple efecto y 7kW trabajando como doble efecto) de LiBr-H₂O, 1m³ de volumen, enfriada directamente por aire y con absorbedor adiabático. En esta tesis sólo se ha operado con el modo de funcionamiento de simple efecto. En la figura 7.1 se muestra una imagen del prototipo.



Figura 7.1. Prototipo del CSIC.

Funcionando como simple efecto, los componentes principales son: un generador, un condensador, un evaporador, un absorbedor, un intercambiador de tubos aleteado, un recuperador de calor, dos bombas de disolución y un ventilador. En la figura 7.2 se muestra un esquema simplificado.

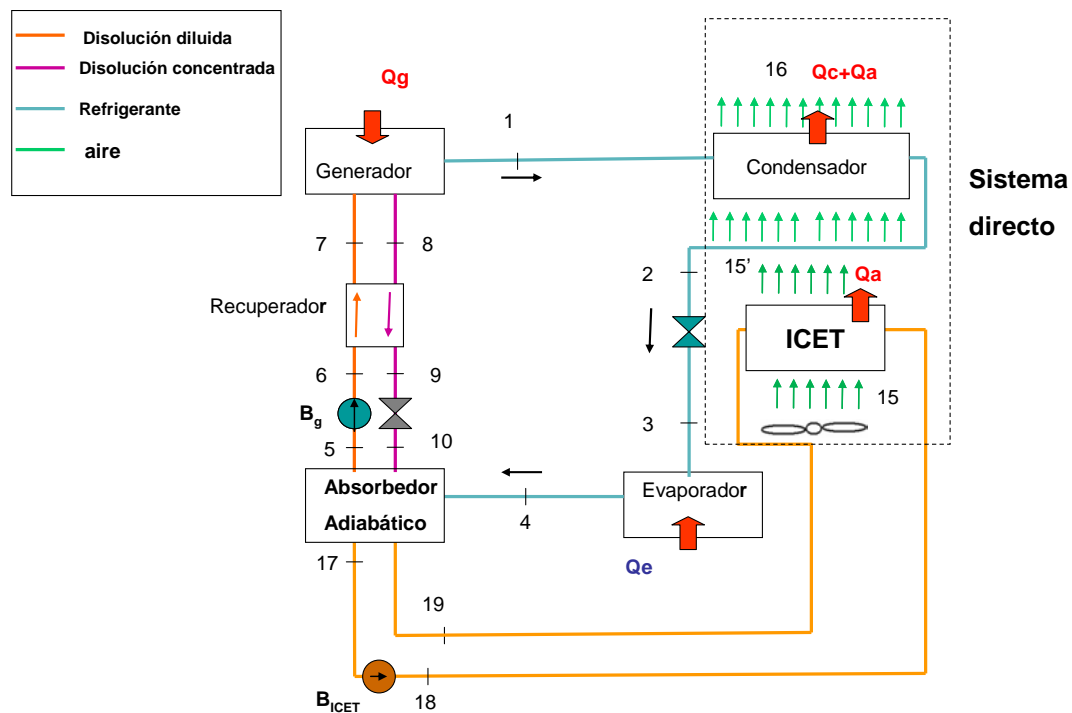


Figura 7.2. Esquema del prototipo del CSIC (modo simple efecto).

Lo que caracteriza a este prototipo, con respecto a otras máquinas de absorción de simple efecto comercializadas, es que utiliza:

- *Un sistema de enfriamiento directo:* El aire del exterior recibe directamente el calor de absorción y condensación por convección forzada.
- *Un absorbedor adiabático:* En el absorbedor sólo tiene lugar la transferencia de masa. La transferencia del calor de absorción no se realiza en el absorbedor, como ocurre en los sistemas de absorción convencionales, sino que tiene lugar en un intercambiador de calor exterior de tubos aleteado (ICET).

7.2.1 Fluidos

Fluidos exteriores

Utiliza aire exterior y dos circuitos hidráulicos: caliente y frío.

- *Aire:* impulsado por un ventilador, recibe directamente el calor de absorción y condensación.
- *Circuito caliente:* El líquido caliente procedente de la fuente de calor se bombea al generador.
- *Circuito frío:* Se utiliza agua que se enfría al pasar por el evaporador, proporcionando el efecto útil de la enfriadora.

Fluidos interiores

Se utiliza una disolución de LiBr-H₂O sin aditivos.

7.2.2 Ciclo de absorción

A continuación, a partir de la figura 7.2, se describe el ciclo de absorción.

- *Generador*

Es un intercambiador de calor de placas. Por el lado caliente circula el fluido térmico procedente de la fuente de calor y por el lado frío circula la disolución diluida de LiBr-H₂O bombeada desde el absorbedor por la bomba B_g. Debido al aporte de potencia del fluido exterior, Q_g, la disolución hierve y el refrigerante se separa. La disolución retorna al absorbedor con una mayor concentración en sal (8). El refrigerante separado, en estado de vapor sobrecalentado, entra al condensador (1).

- *Absorbedor adiabático*

El absorbedor es una cámara adiabática en la que entra disolución concentrada procedente del generador (10), disolución subenfriada procedente del ICET (19) y refrigerante en estado de vapor saturado, procedente del evaporador (4). Del absorbedor sale disolución diluida, de la que parte es bombeada por B_g hacia el generador (5) y parte es bombeada por B_{ICET} hacia el ICET (17). Los dos caudales de disolución que entran al absorbedor (desde el generador y desde el ICET) lo hacen a través de inyectores, que dan a la disolución forma de lámina plana en abanico (figura 7.3). En el absorbedor, a medida que se condensa el vapor refrigerante en las láminas, la concentración de la disolución disminuye y su temperatura aumenta, debido a que el proceso de absorción del vapor es exotérmico y se realiza de forma adiabática. Las láminas de disolución, a medida que avanzan en su recorrido por el absorbedor, van expandiéndose y renovando el fluido de la intercara, favoreciendo la absorción de más vapor

refrigerante (Palacios et al., 2009). El proceso de absorción de refrigerante se ve favorecido cuanto más subenfriamiento tenga la disolución a la entrada del absorbedor y cuando mayor sea el caudal de disolución en contacto con el vapor refrigerante (Arzoz 2005). Cuando la presión de vapor del líquido se iguala a la presión parcial del vapor refrigerante, el proceso de absorción finaliza.

En la figura 7.3 se muestra un esquema del absorbedor adiabático y del intercambiador exterior de tubos aleteado (ICET). Ha sido patentado en la Unión Europea, USA, China, Japón, Brasil y Canadá, por su aplicación en máquinas de absorción condensadas por aire (Izquierdo et al., 2009).

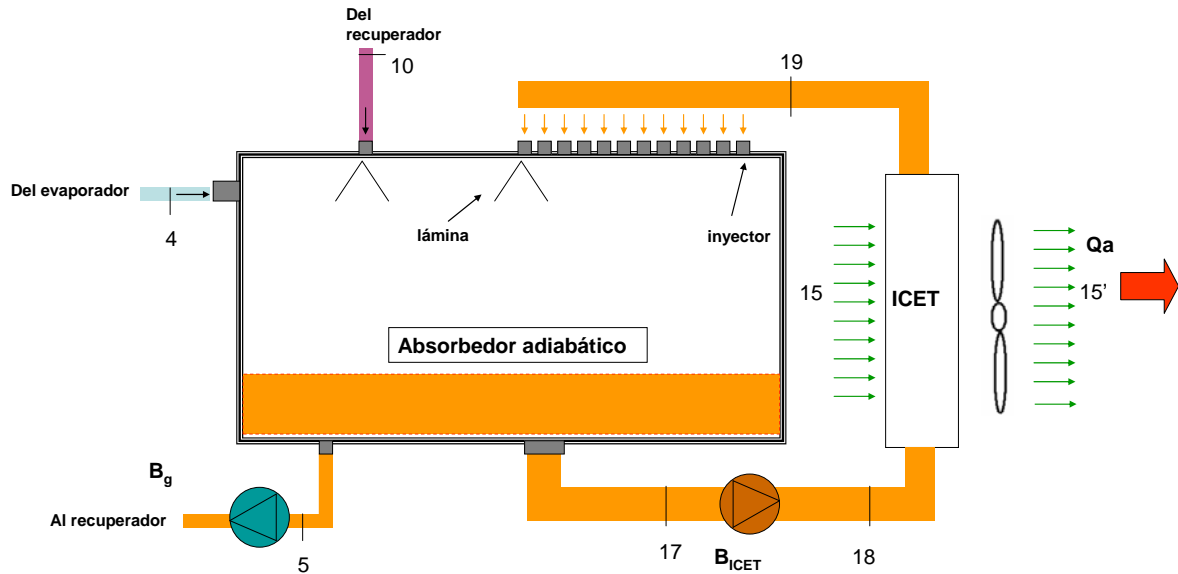


Figura 7.3. Absorbedor adiabático e intercambiador de calor exterior de tubos aleteado (ICET).

• *Intercambiador de calor exterior de tubos aleteado (ICET)*

Es un intercambiador de calor disolución-aire. Por un lado, entra la disolución diluida procedente del absorbedor a la temperatura $t_{17} = t_a$, y por otro lado, se hace circular aire exterior en flujo cruzado a la temperatura $t_{15} = t_{ebs}$. La disolución transfiere Q_a al aire exterior, y retorna de nuevo al absorbedor en estado de líquido subenfriado (19). El subenfriamiento que alcance la disolución en el ICET, Δt_{sub} , influirá en su afinidad por absorber vapor refrigerante, ya que, cuanto mayor sea Δt_{sub} , mayor capacidad de absorción tendrá la disolución (Arzoz, 2005). En la figura 7.4 se muestra el diagrama de temperaturas de los fluidos en el ICET.

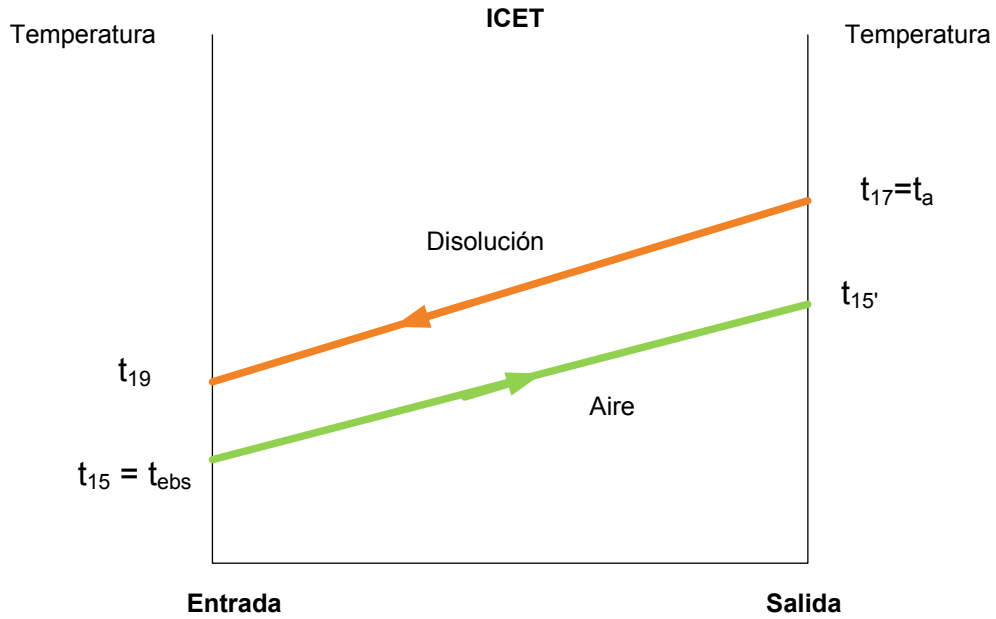


Figura 7.4. Diagrama de temperaturas en el ICET.

- *Condensador*

Es un intercambiador de calor de tubos aleteado refrigerante-aire. Por un lado, entra vapor refrigerante en estado sobrecalentado (1). Por otro lado, se hace circular en flujo cruzado el aire que sale del ICET. El refrigerante, al ceder Q_c al aire, inicialmente se enfría hasta la temperatura de saturación, y posteriormente se condensa ($t_2=t_c$). Por su parte, el aire aumenta su temperatura de $t_{15'}$ a t_{16} .

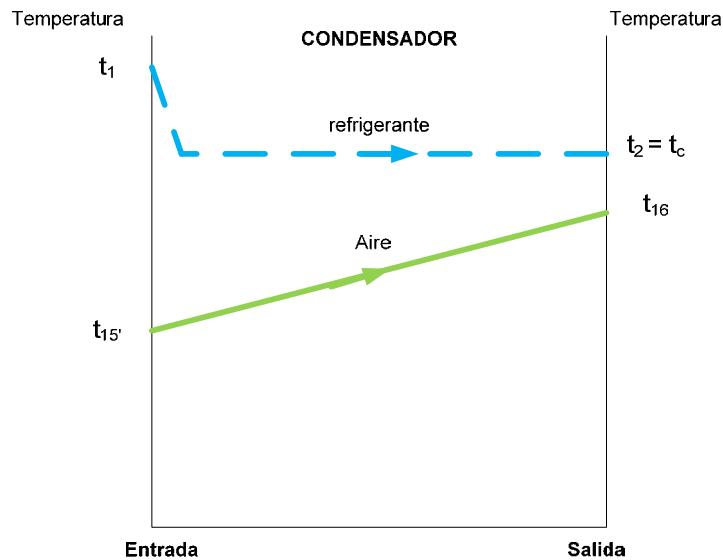


Figura 7.5. Diagrama de temperaturas en el condensador.

- *Válvula de expansión*

El refrigerante sale del condensador en estado de líquido subenfriado (2) y reduce su presión en la válvula de expansión desde la presión de alta hasta la presión de baja, entrando al evaporador en estado bifásico (3).

- *Evaporador*

El refrigerante líquido, a la presión P_e , hierve en la superficie exterior del serpentín del circuito frío, como consecuencia de la potencia transferida desde el agua procedente del fancoil, y sale del evaporador en estado de vapor saturado (4), para pasar posteriormente al absorbedor.

- *Válvula de estrangulamiento*

Se utiliza para disminuir la presión de la disolución concentrada desde el generador hasta el absorbedor.

- *Recuperador de calor*

Es un intercambiador de calor de placas. Por el lado caliente circula la disolución concentrada procedente del generador, y por el lado frío circula la disolución diluida procedente del absorbedor. Con el recuperador se aumenta la eficiencia del ciclo (Herold et al. 1996).

- *Bombas disolución*

La bomba B_g impulsa la disolución diluida desde el absorbedor hasta el generador. Ha de conseguir vencer las pérdidas de carga en las tuberías, en el recuperador y en el generador, así como proporcionar la presión de alta en el generador. La B_{ICET} se utiliza para circular la disolución diluida desde el absorbedor hasta el ICET. Ha de conseguir vencer las pérdidas de carga en tuberías y en el ICET y proporcionar a la disolución la presión necesaria para ser pulverizada.

7.3 Instalación de frío solar

En la figura 7.6 se muestra un esquema de la instalación de frío solar. La diferencia con la instalación del capítulo 6 (figura 6.1) es que la máquina comercial Rotartica 045v ha sido sustituida por el prototipo del CSIC. Las experimentaciones se llevaron a cabo durante el periodo comprendido entre el 1 de Agosto y el 5 de Septiembre de 2009. La jornada laboral fue desde las 7:00h hasta las 19:00h.

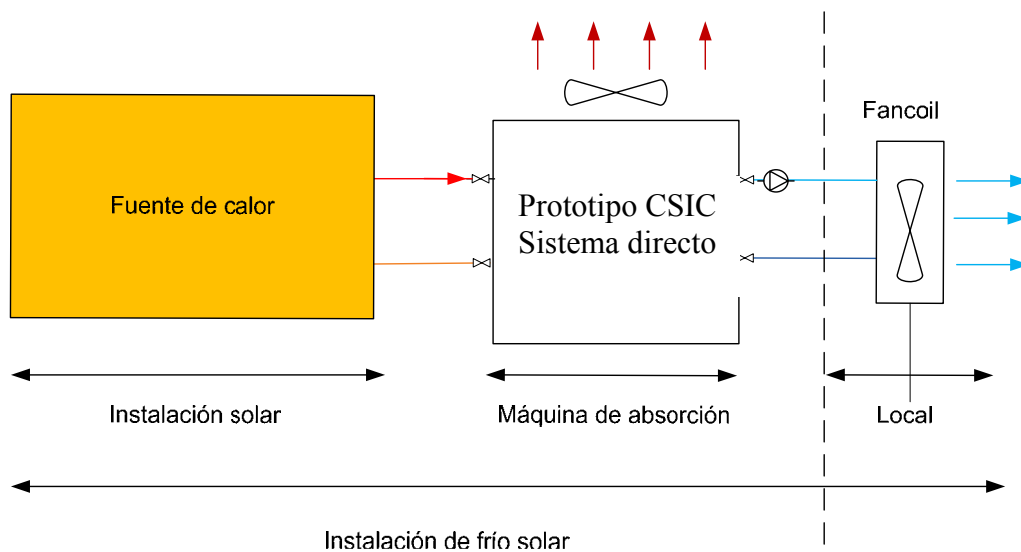


Figura 7.6. Esquema de instalación de frío solar con prototipo del CSIC.

En la figura 7.7 se muestra una imagen de la instalación. En ella se puede ver en primer plano el prototipo, y al fondo, el campo de colectores solares y el tanque de almacenamiento.



Figura 7. 7 Imagen de la instalación de frío solar con el prototipo del CSIC.

7.4 Variables ambientales y de proceso

Se tuvieron en cuenta tanto las variables ambientales como las variables de proceso.

7.4.1 Variables ambientales

A continuación se presentará la radiación solar sobre el plano de colectores, I_{col} , la temperatura exterior de bulbo seco, t_{eb} y la carga térmica, Q_t , para dos días: 28 de Agosto y 3 de septiembre. Posteriormente se mostrará, para todo el período de ensayo, los valores de energía solar sobre colectores, G_{col} , las temperaturas exteriores máximas y mínimas diarias de bulbo seco y la demanda de frío, E_d .

Días característicos

En la figura 7.8 viene representada I_{col} . Son días claros con un perfil de radiación solar similar y con un máximo en torno a 1.000W/m^2 .

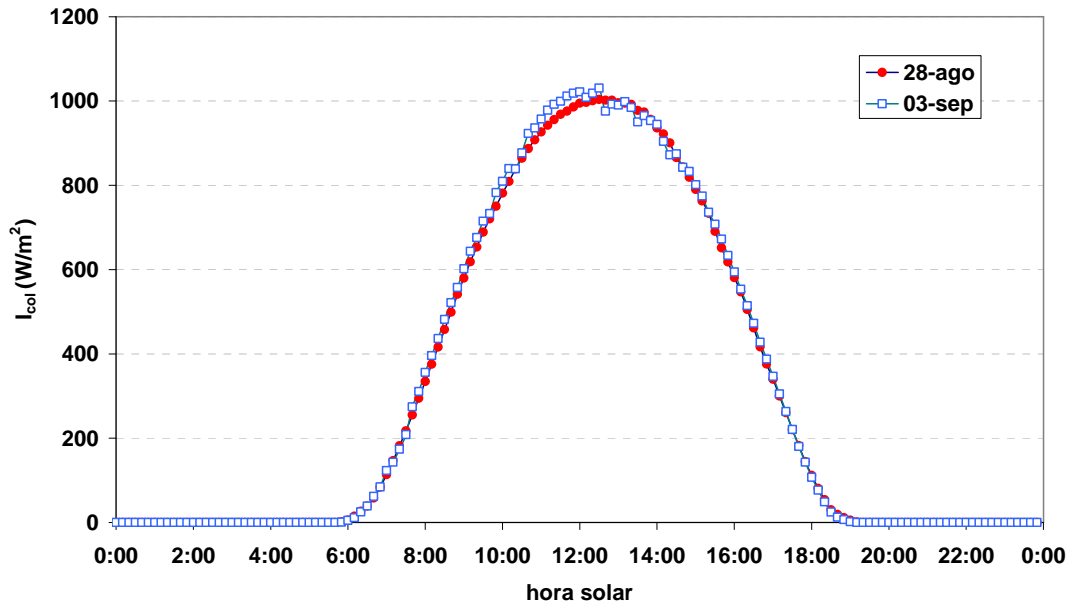


Figura 7.8. Radiación solar sobre el plano de los colectores.

En la figura 7.9 se muestra t_{ebs} . La máxima para el 28 de agosto fue 37,7°C y para el 3 de septiembre fue 35°C.

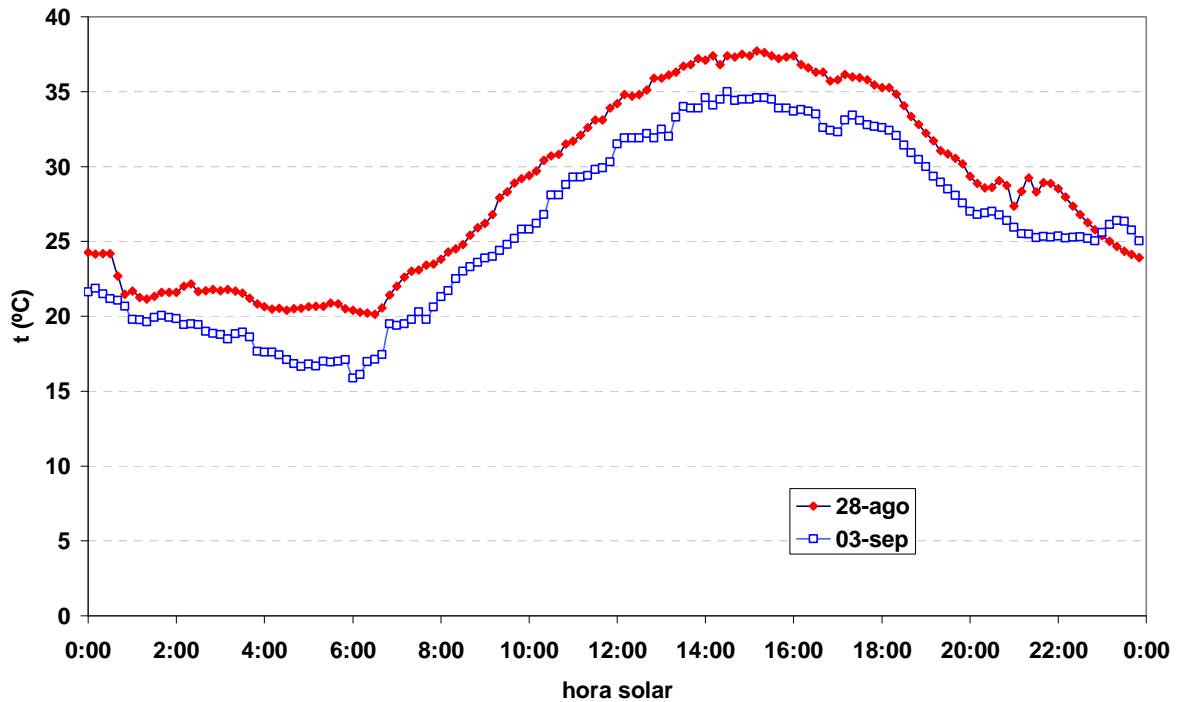


Figura 7.9. Temperatura exterior de bulbo seco.

En la figura 7.10 se representa Q_t , calculada según las ecuaciones (4.1)-(4.5). La Q_t máxima para el día 28 de agosto fue 4,7kW, siendo su demanda, durante la jornada laboral, de 43,5kWh. El día 3 de septiembre, se realizó un aumento intencionado del espacio a climatizar a las 12:00h, pasando de 40m² a 80m². La Q_t máxima fue 6,1kW y la demanda, durante la

jornada laboral, fue 49kWh. La demanda total diaria del 28 de agosto y del 3 de septiembre fue 55kWh y 63kWh, respectivamente.

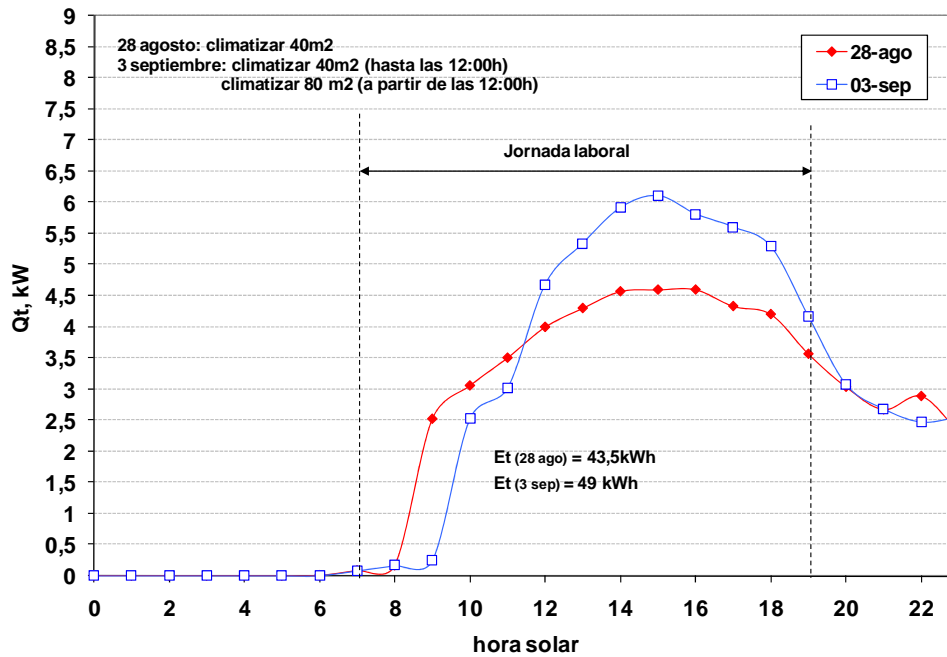


Figura 7.10. Carga térmica diaria.

Periodo de ensayo

En la figura 7.11 se muestra la energía solar diaria sobre los colectores, G_{col} .

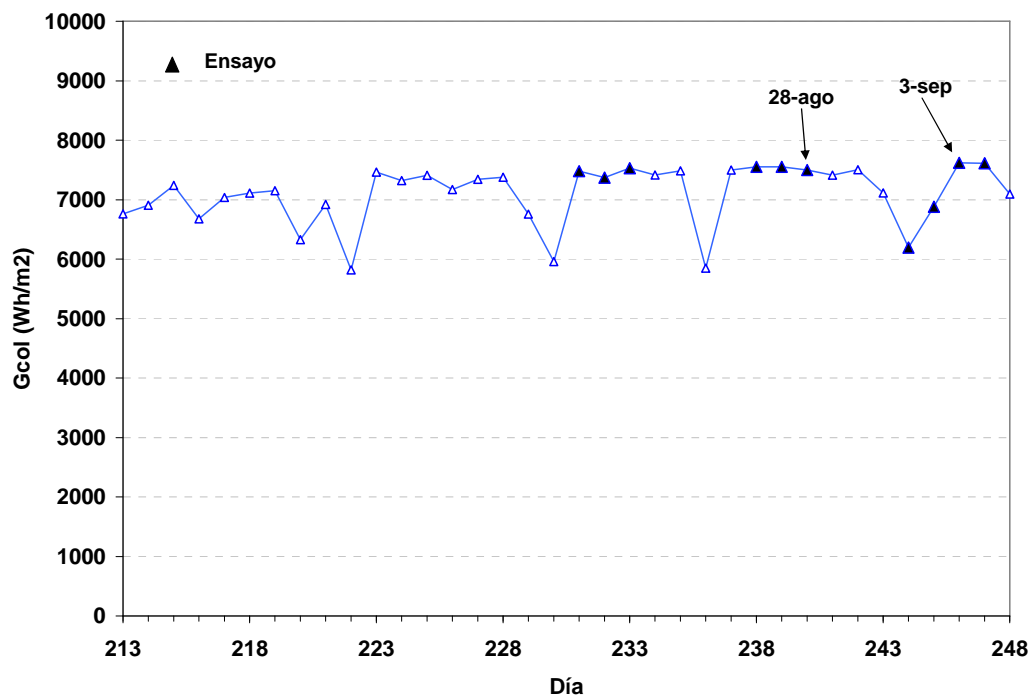


Figura 7.11 Energía solar diaria sobre colectores.

En la figura 7.12 se puede ver la t_{ebs} máxima y mínima de cada día, obtenidas a partir de las temperaturas medias diarias realizadas cada 10 minutos.

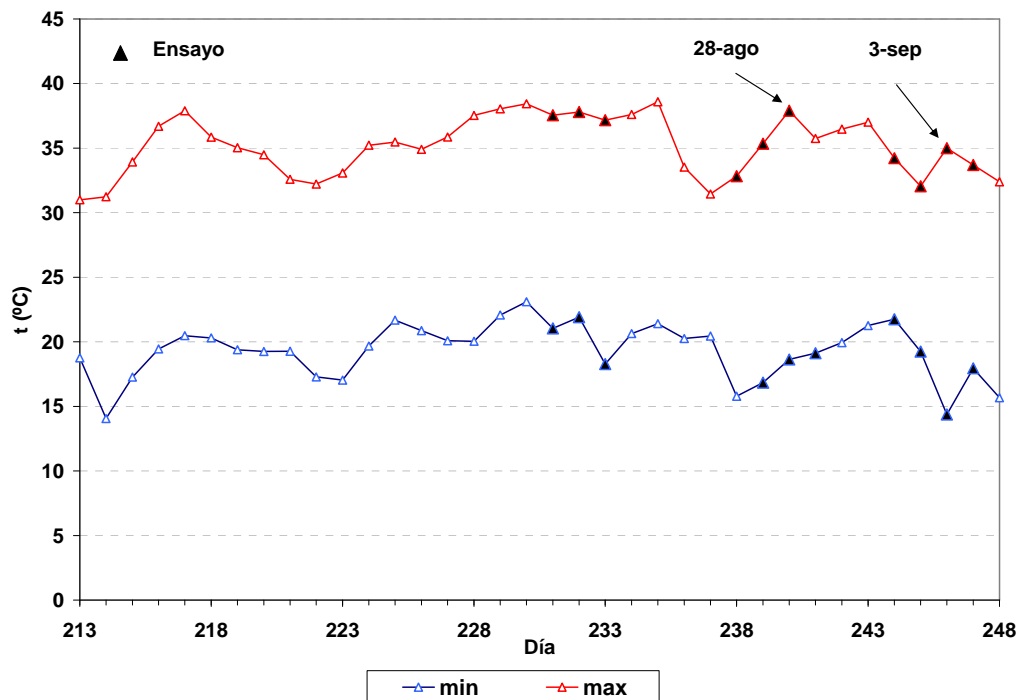


Figura 7.12 Temperatura máxima y mínima exterior de bulbo seco diaria.

En la figura 7.13 se muestra la demanda diaria del local, E_d . La demanda considerando sólo los días de ensayo fue 0,5MWh y considerando sólo la jornada laboral 0,4MWh.

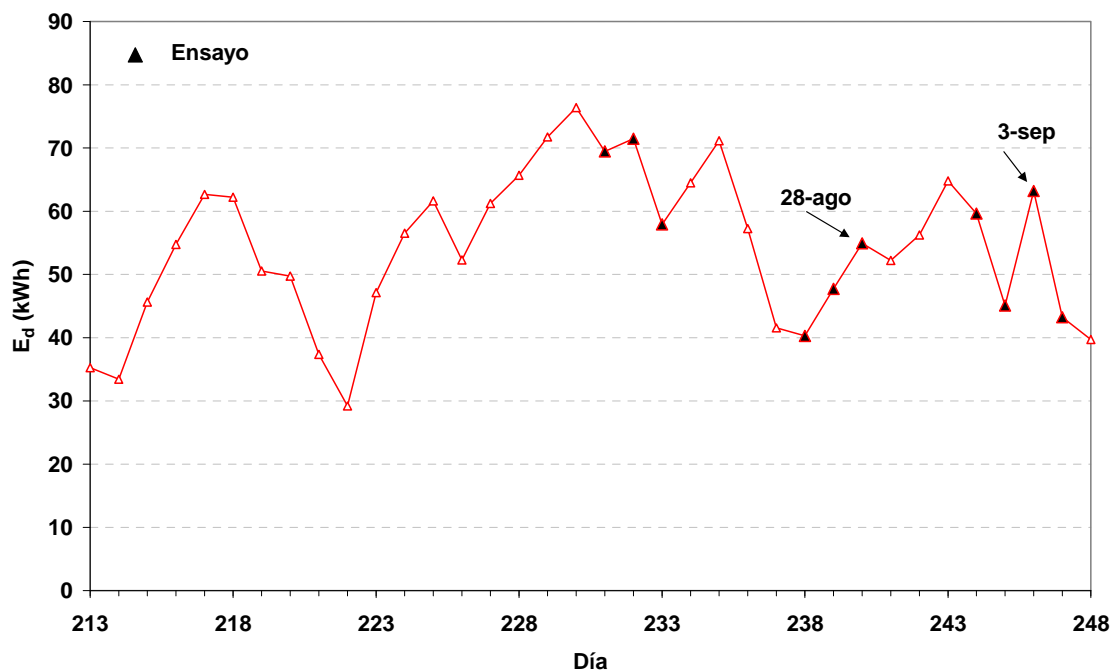


Figura 7.13 Demanda diaria.

7.4.2 Variables de proceso

Las variables de proceso consideradas han sido: temperaturas, caudales, y presiones.

Temperaturas:

Se utilizaron termorresistencias calibradas de tipo PT100. Las medidas fueron almacenadas cada minuto mediante un sistema de adquisición de datos, Yokogawa DC 100 (ver Anexo).

- *Instalación solar:*
 - Igual que en el capítulo 6.
- *Prototipo:*
 - Entrada y salida del fluido exterior al generador: t_{eg} , t_{sg} .
 - Entrada y salida del agua del evaporador: t_{ee} , t_{se} .
 - Entrada del aire al ICET: $t_{15} = t_{ebs}$.
 - Salida del aire del condensador: t_{16} .
 - Condensación: t_c .
 - Entrada y salida de la disolución al generador: t_7 , t_8 .
 - Entrada de la disolución procedente del generador al absorbedor: t_{10} .
 - Entrada de la disolución procedente del ICET al absorbedor: t_{19} .
 - Salida de la disolución del absorbedor: $t_5 = t_a$.
- *Local:*
 - Igual que en el capítulo 6.

Caudales

Los caudales de líquido fueron medidos mediante caudalímetros ultrasónicos Fluxus y el caudal de aire mediante un anemómetro TSI velocicalc 3855 (ver Anexo).

- *Instalación solar:*
 - Igual que en el capítulo 6.
- *Prototipo:*
 - Circuito caliente: M_g
 - Circuito frío: M_e
 - Disolución entrada al generador: M_{disol}
 - Disolución del ICET: M_{disol_ICET}
 - Aire: M_{aire}

Presiones

Se utilizó un vacuómetro Membranovac modelo DM12 (ver Anexo).

- *Prototipo:*
 - Presión del evaporador: P_e .

La presión del condensador se obtuvo a partir de la medida de t_c mediante el diagrama de Mollier.

7.5 Procedimiento experimental

Se siguió el mismo procedimiento que con la instalación de frío con máquina comercial (capítulo 6) con una salvedad: Uno de los días, el 3 de septiembre, con la instalación produciendo agua fría a 14°C y con una $t_{\text{ebs}}=27^{\circ}\text{C}$, se aumentó el espacio a climatizar hasta 80 m². Esta variación se realizó para comprobar la capacidad de reacción del prototipo ante un aumento repentino de la carga térmica.

7.6 Resultados experimentales de dos días característicos

A continuación se presentan los resultados experimentales obtenidos los días 28 de Agosto y 3 de Septiembre.

7.6.1 Día caluroso: $t_{\text{ebs}}(\text{max}) = 37,7^{\circ}\text{C}$ (28/08/09)

Instalación solar

La figura 7.14 muestra las temperaturas de entrada y salida del fluido a los colectores y del fluido del circuito secundario al tanque.

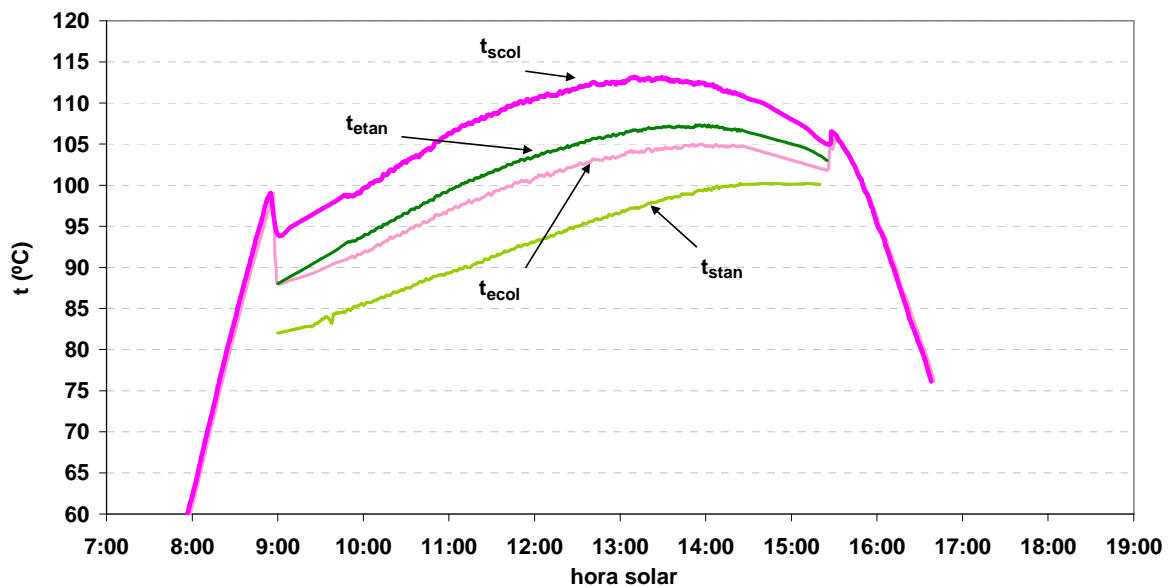


Figura 7.14 Temperatura de entrada y salida: colectores y tanque (28/08/09).

Se transfiere calor al tanque de almacenamiento desde las 8:50h hasta las 15:30h. La t_{scol} máxima fue 113°C y la t_{etan} máxima fue 107,3°C. La diferencia máxima entre t_{scol} y t_{ecol} fue 9,8°C. La diferencia máxima entre t_{ecol} y t_{stan} fue 8°C.

7.6. Resultados experimentales de dos días característicos

En la figura 7.15 se muestra I_{col} . La energía solar sobre los paneles a lo largo del día fue $G_{col}=7,5\text{kWh/m}^2$. En la figura también vienen representadas $G_{col(min)}$, E_{tan} , $G_{per(prim-sec)}$ y G_{per} .

8:50h: Se alcanza el umbral de energía solar para comenzar a transferir calor al tanque, $G_{col(min)}=0,68\text{kWh/m}^2$. La radiación solar en el momento del arranque de la bomba B_2 es $I_{col(min)}=541\text{W/m}^2$.

8:50h-15:30h: Se transfiere al tanque $2,04\text{kWh/m}^2$ y $3,7\text{kWh/m}^2$ son las pérdidas de calor que tienen lugar en el circuito primario y en el secundario.

15:30h-19:10h: La energía solar no es utilizada por la instalación ($G_{per}=1,1\text{kWh/m}^2$).

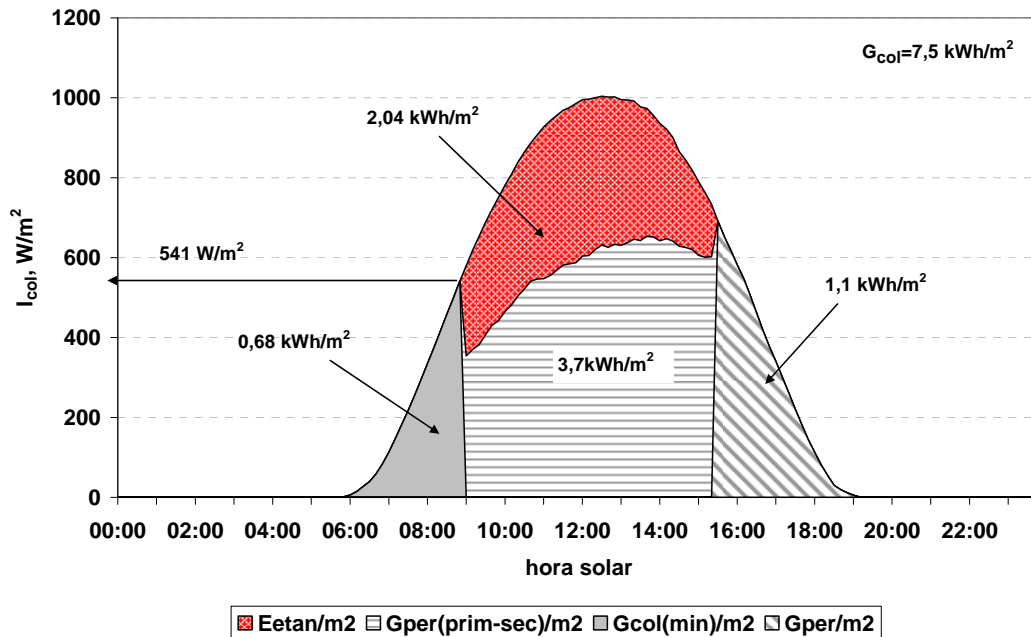


Figura 7.15 Radiación sobre los colectores. Umbral de energía solar, calor transferido al tanque y pérdidas (28/08/09).

En la figura 7.16 se muestra Q_{col} , Q_{fcol} y Q_{etan} . Los valores máximos fueron $42,4\text{kW}$; $18,7\text{kW}$ y $16,8\text{kW}$, respectivamente, y las energías diarias fueron: $E_{col}=316,7\text{kWh}$; $E_{fcol}=98,9\text{kWh}$ y $E_{etan}=86,2\text{kWh}$. En la figura 7.16 se muestra η_{col} , η_{etan} , y η_{solar} a lo largo del día. Los valores medios diarios fueron $\eta_{col(día)}=0,31$; $\eta_{etan(día)}=0,27$ y $\eta_{solar(día)}=0,13$.

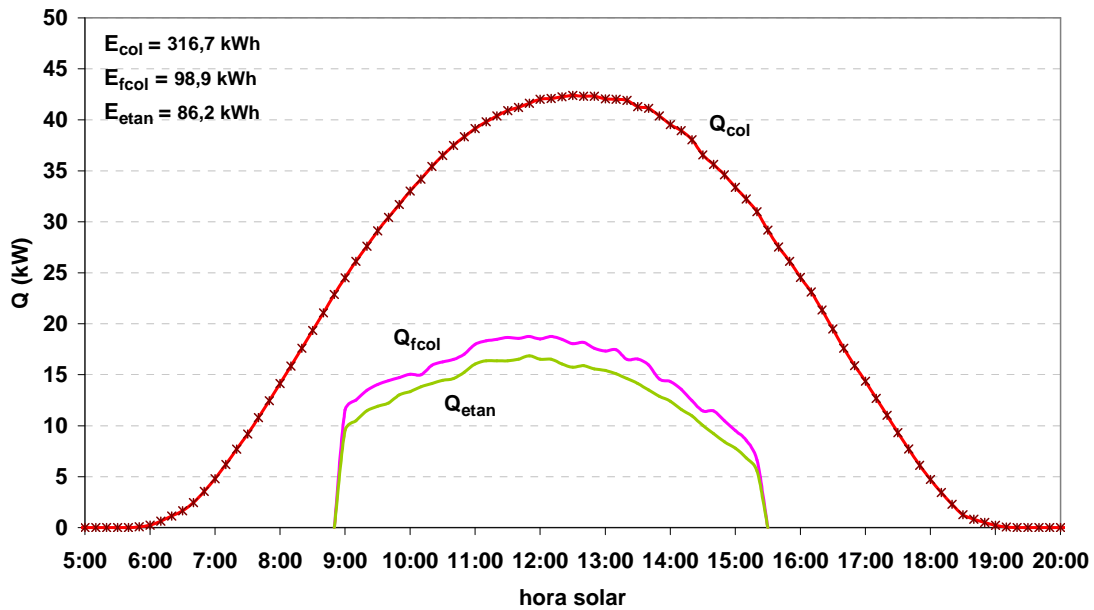


Figura 7.16 Potencias: radiación sobre colectores, fluido primario y transferida al tanque (28/08/09).

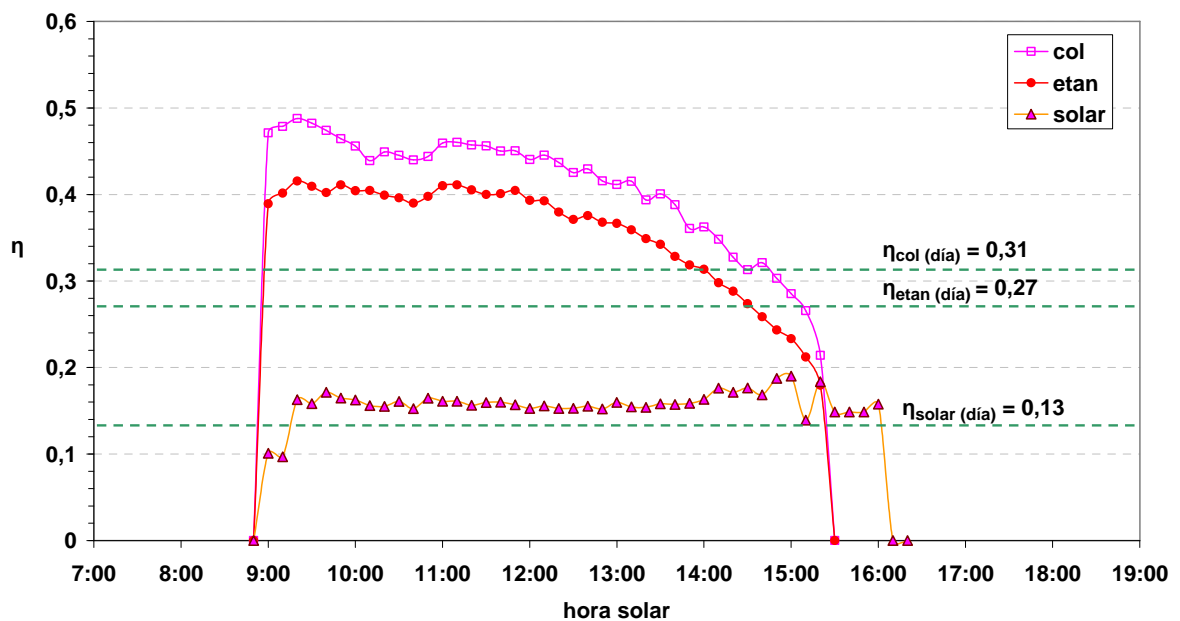


Figura 7.17 Rendimientos de la instalación solar (28/08/09).

Prototipo

A continuación se muestran los valores experimentales de caudal, temperatura y potencia obtenidos en los intercambiadores del prototipo. También se mostrará un diagrama de Dühring, en el que se representarán ciclos de absorción, y el CEE.

■ Generador

Por el lado caliente circula M_g , y por el lado frío M_{disol} . En la figura 7.18 se muestran ambos caudales a lo largo del día.

7.6. Resultados experimentales de dos días característicos

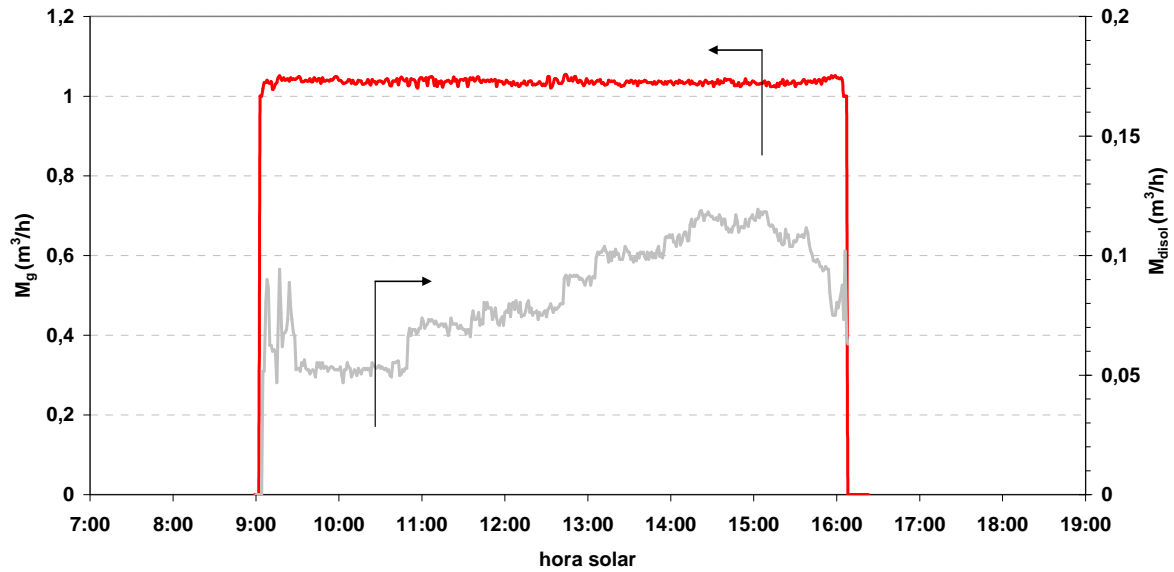


Figura 7.18 Caudales de los fluidos en el generador (28/08/2009).

Se observa que M_g permanece constante, en torno a $1m^3/h$, sin embargo, M_{disol} , entre las 9:00h y las 15:00h, aumenta de $0,05m^3/h$ a $0,11m^3/h$, coincidiendo con el aumento de t_{eb} . A medida que aumenta t_{eb} , también aumenta Q_t y, por tanto, es necesario evaporar mayor cantidad de refrigerante en el evaporador para enfriar el agua procedente del fancoil. El aumento de M_{disol} junto con el aumento de t_{eg} , favorece la separación de refrigerante en el generador. La disminución de M_{disol} entre las 15:00h y las 16:00h se debe a la disminución de t_{eg} .

En la figura 7.19 se muestra las temperaturas: t_{eg} , t_{sg} , t_7 y t_8 . La temperatura de la disolución medida a la salida del generador, t_8 , es la temperatura final de ebullición ($t_8 = t_{febull}$).

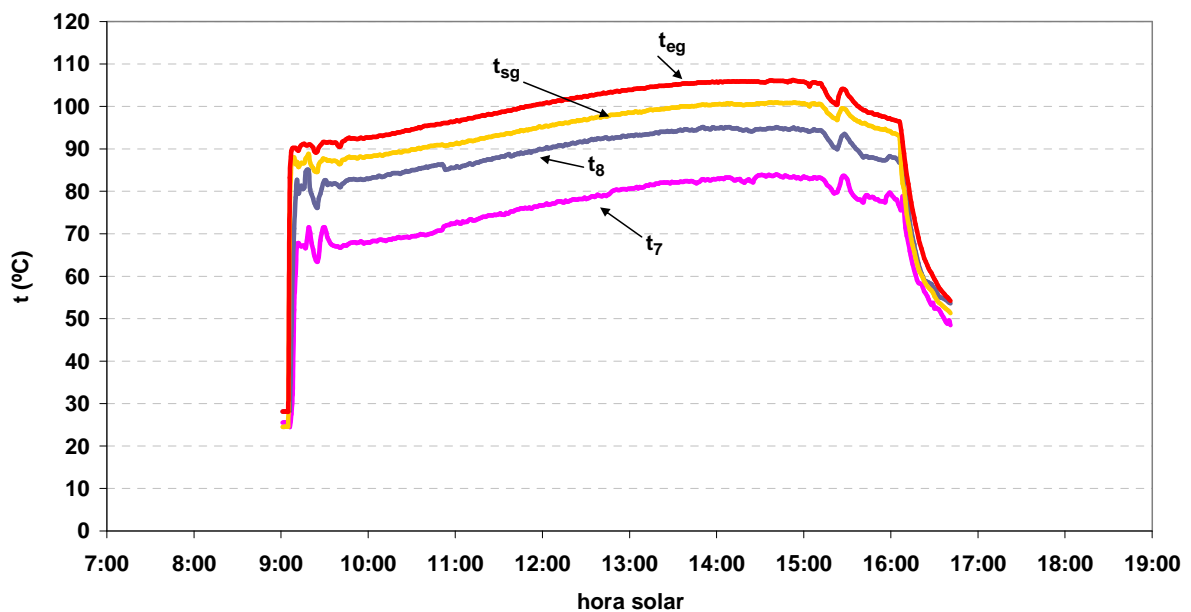


Figura 7.19 Temperatura de entrada y salida de los fluidos al generador (28/08/09).

9:00h: Se comienza a transferir calor al generador de la máquina a 90°C.

10:00h-15:00h: t_{eg} aumenta de 92°C a 106,2°C. Este aumento de temperatura, junto con un aumento de M_{disol} , hace que se separe más vapor refrigerante de la disolución. No se presentan problemas de cristalización. La diferencia entre t_{eg} y t_{sg} es 4,5°C.

15:30h-16:06h: t_{eg} disminuye de 105°C a 96°C. Esto es debido a que el tanque sigue alimentando el generador pero ya no recibe calor desde los paneles. La diferencia entre t_{eg} y t_{sg} (3°C) disminuye. La disminución de t_{eg} y M_{disol} hace que disminuya la masa de refrigerante separada de la disolución.

16:06h: t_{eg} no es lo suficientemente alta como para producir el vapor refrigerante necesario para cubrir la carga térmica, $Q_t=4,7kW$, a $t_e=10,5°C$.

Durante este día: $90°C \leq t_{eg} \leq 106°C$. Por otro lado, t_{eg} se mantuvo 10°C por encima de t_{febull} .

▪ *Intercambiador de calor exterior de tubos (ICET) y condensador*

En la figura 7.20 se muestra M_{aire} . El valor medio fue 6.000 m³/h, aproximadamente.

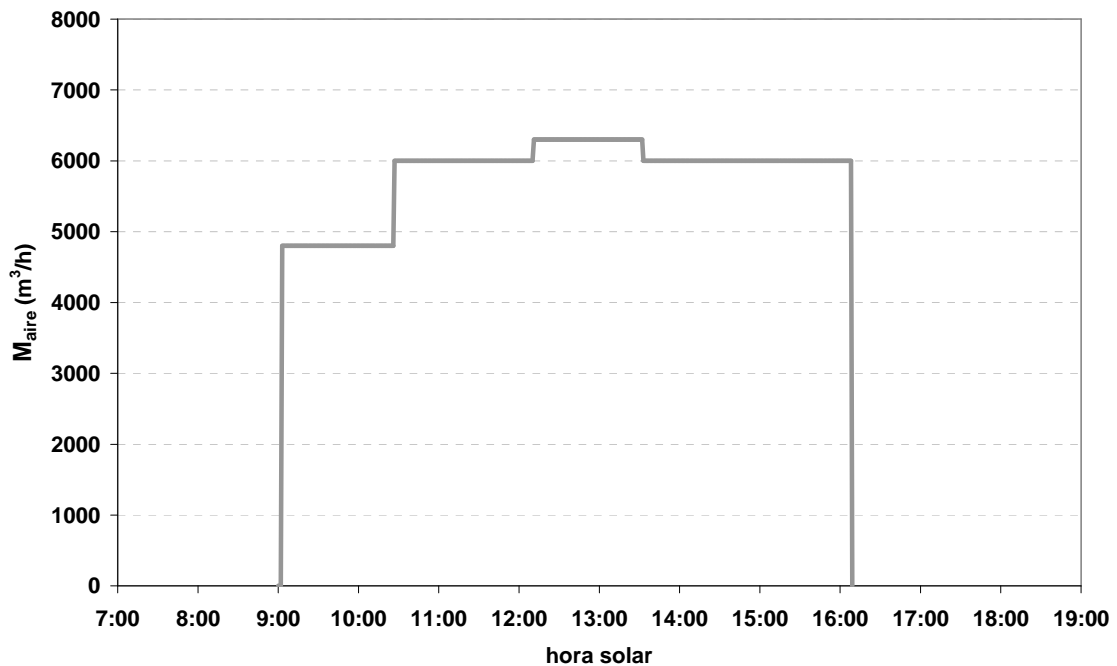


Figura 7.20 Caudal de aire (28/08/09).

En la figura 7.21 se muestra M_{disol_ICET} . El valor medio fue 1,2 m³/h.

7.6. Resultados experimentales de dos días característicos

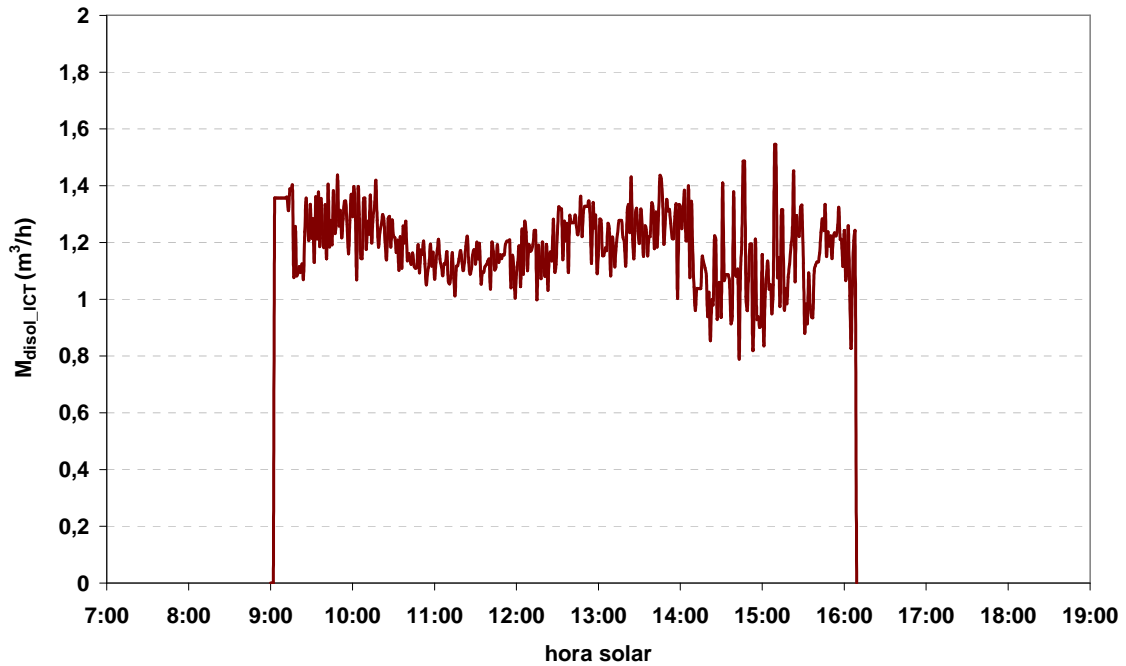


Figura 7.21 Caudal de disolución del ICET (28/08/09).

A continuación, en la figura 7.22, se ha representado: $t_{\text{ebs}}=t_{15}$, t_{16} , t_a , t_{19} y t_c .

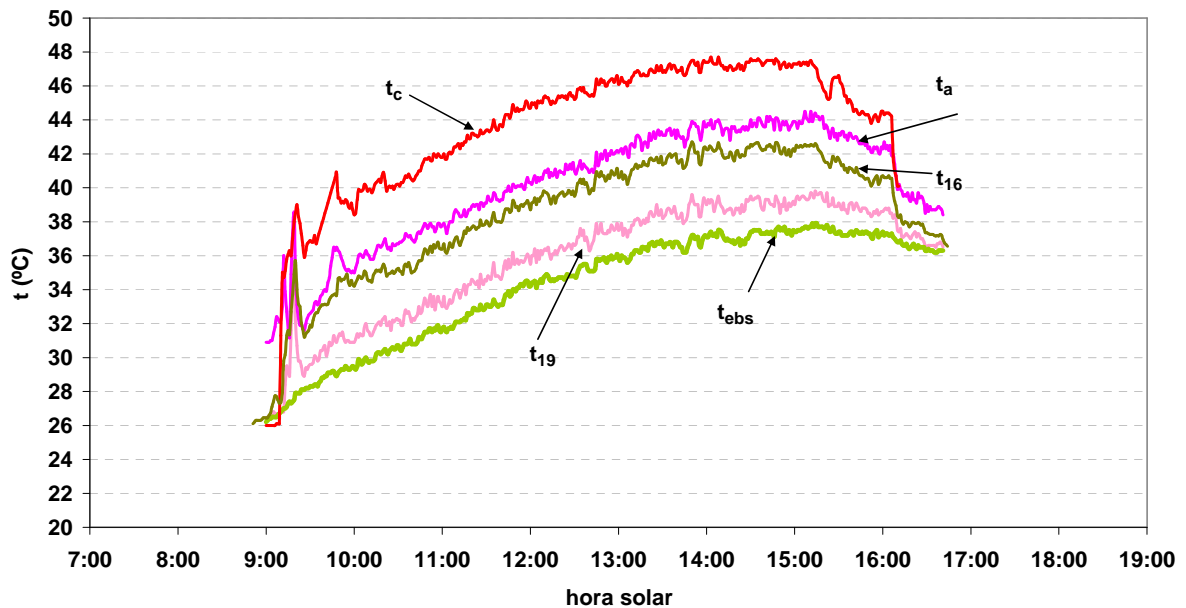


Figura 7.22 Temperatura de entrada y salida: disolución en ICET, aire de enfriamiento. Temperatura de condensación (28/08/09).

La disolución, una vez que transfiere Q_a en el ICET al aire exterior, entra al absorbedor con un subenfriamiento, Δt_{sub} , medio de aproximadamente 4°C , y a una temperatura unos 2°C por encima de t_{ebs} . La disminución de t_c y t_a a partir de las 15:30h se debe a la disminución de t_{eg} . El valor de t_{eg} influye en la temperatura de la disolución de todos los intercambiadores de la máquina. Por tanto, si t_{eg} disminuye, también disminuye la temperatura de la disolución que circula por el ICET, así como t_a . Por tratarse de un sistema de enfriamiento en serie, cuanto

menor sea t_a , menor será t_c . Por tanto, t_c depende no sólo de t_{ebs} , sino también de t_{eg} . Durante este día, t_c se mantuvo entre 10°C y 11°C por encima de t_{ebs} , y t_a entre 5°C y 7°C por encima de t_{ebs} .

▪ *Absorbedor adiabático*

En la figura 7.23 se muestra: t_{10} , t_a y t_{19} . Se observa que t_a se encuentra unos 4°C por encima de t_{19} y unos 7°C por debajo de t_{10} .

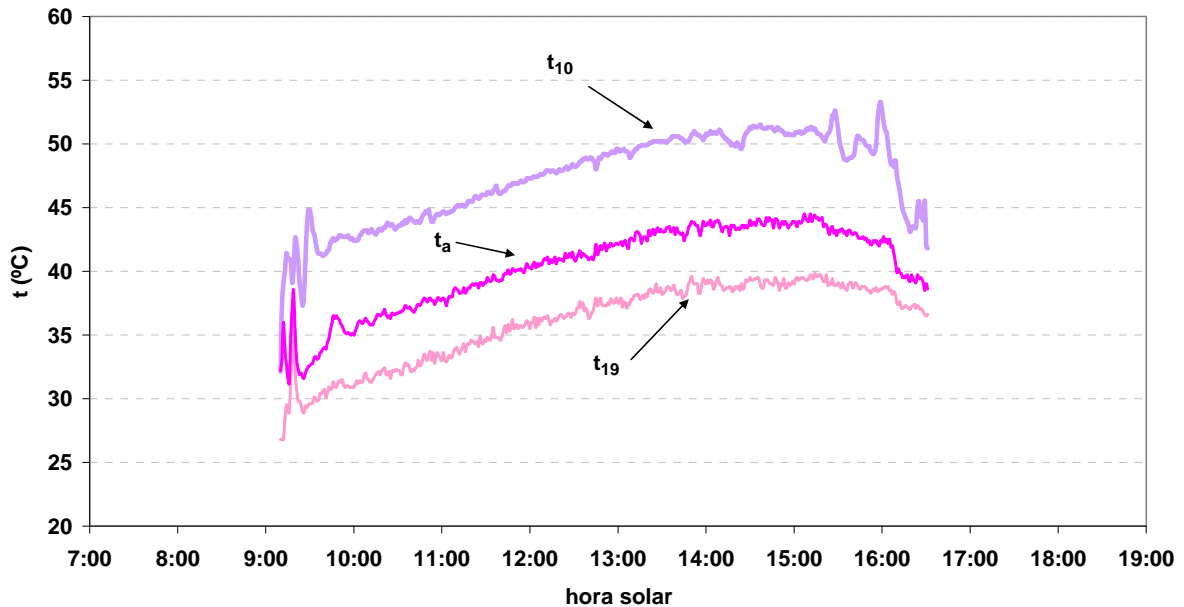


Figura 7.23 Temperaturas de entrada y salida de la disolución al absorbedor adiabático (28/08/09).

▪ *Evaporador*

El valor medio de M_e se mantuvo en torno a 0,97 m³/h. En la figura 7.24 se muestra P_e . Su valor medio fue 1,34 kPa. La oscilación de P_e entre las 9:00h y las 9:30h puede deberse a que, aún, la masa de refrigerante licuado en el condensador no es suficiente como para llenar la tubería que une el condensador con el evaporador, y al abrir la válvula de expansión, se comunica la zona de alta presión con la de baja presión.

7.6. Resultados experimentales de dos días característicos

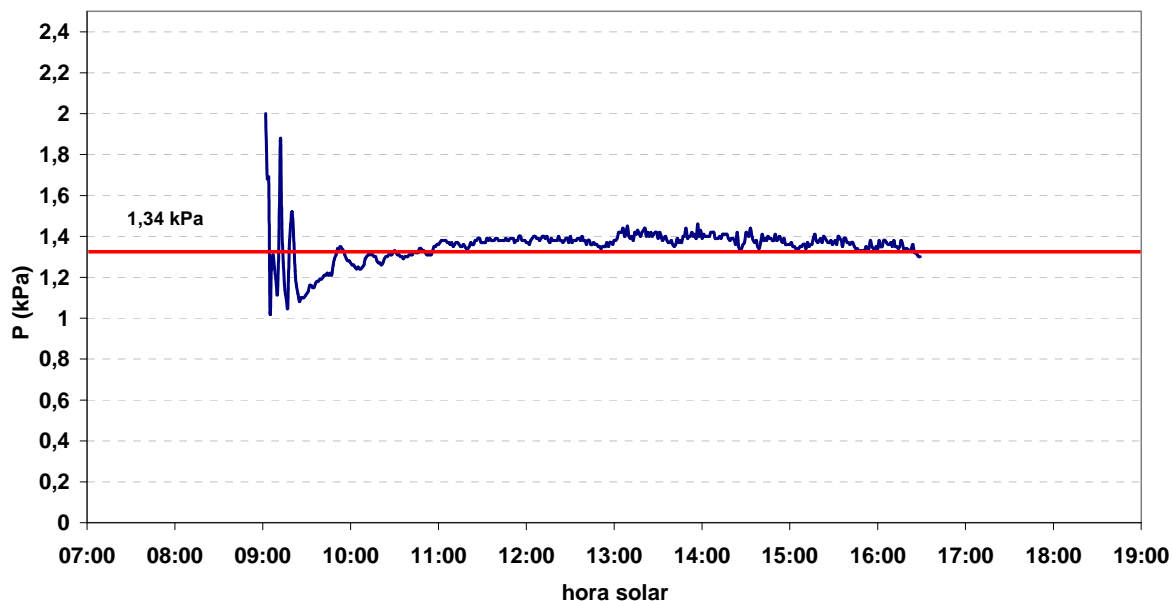


Figura 7.24 Presión en el evaporador (28/08/2009).

En la figura 7.25 vienen representadas: t_{ee} , t_{se} , t_{int} , t_{safo} y t_e . La temperatura de evaporación se obtiene a partir de P_e y el diagrama de Mollier.

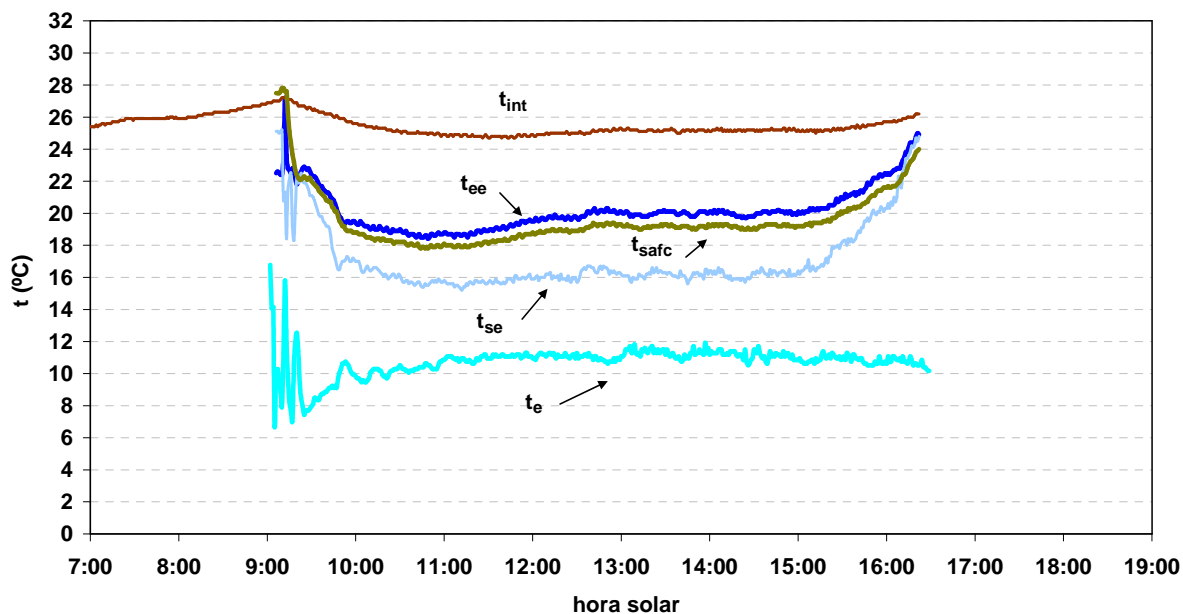


Figura 7.25 Temperatura de entrada y salida fluidos: evaporador, fancoil. Temperatura de evaporación (28/08/09).

9:25h-10:00h: Que t_{se} disminuya de forma tan pronunciada (de 22°C a 16,5°C), indica que se está evaporando una gran masa de refrigerante en la superficie del serpentín del evaporador. Esta disminución repercute en t_{int} , que desciende de 27,6°C a 25,6°C. Por otro lado, t_e aumenta de 7,6°C a 10,5°C. Esta subida de temperatura se debe a que el líquido refrigerante, se está

evaporando a la temperatura de la superficie del serpentín, que es próxima a t_{ee} (de 22°C a 16°C). Por tanto, la temperatura del recinto del evaporador sube ligeramente.

10:00h-15:00h: t_{se} se mantiene constante en torno a 16°C, y t_e en torno a 11°C, a pesar del incremento de t_{ebs} . El refrigerante, procedente del generador y en estado líquido tras disminuir su presión en la válvula de expansión, se evapora al recibir en el evaporador el calor del agua que circula por el interior del serpentín. El vapor producido se diluye en la disolución pulverizada en el absorbedor. Sin embargo, que t_e no baje de 11°C es debido a que existe una proporción de vapor refrigerante que no es absorbido por la disolución.

15:00h 16:30h: P_e disminuye ligeramente. Esto se debe a la disminución de t_{eg} , que da lugar a dos efectos: Por un lado, se separa menos vapor refrigerante en el generador, y por otro lado, la temperatura de la disolución en todos los intercambiadores de la máquina disminuye. Que t_{19} disminuya, hace que mejore la condensación de refrigerante en la disolución procedente del ICET. Ambos efectos ayudan a que disminuya P_e .

La t_{int} inicial fue 27,1°C y se mantuvo en torno a 25°C durante prácticamente todo el ensayo (10:15h–16:15h).

▪ Recuperador

Por el lado caliente entra la disolución concentrada procedente del generador a t_8 , y sale hacia el absorbedor a t_{10} . Por el lado frío, entra la disolución diluida procedente del absorbedor a t_a , y sale hacia el generador a t_7 . En la figura 7.26 se muestran estas temperaturas.

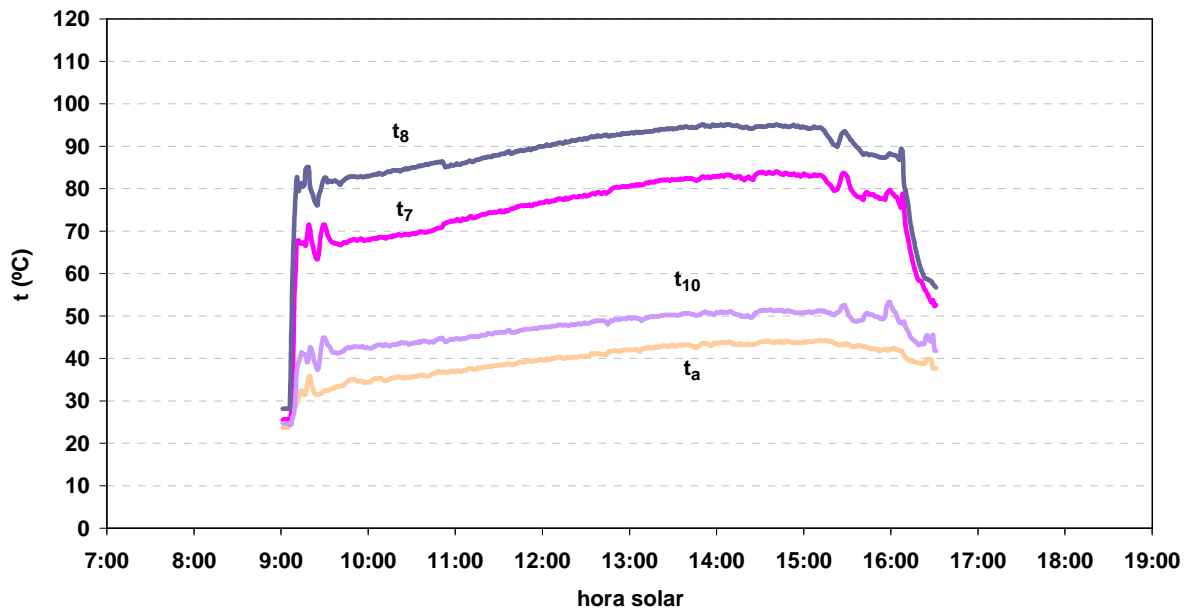


Figura 7.26 Temperatura de entrada y salida de las disoluciones en el recuperador (28/08/09).

La eficiencia del recuperador se define como el cociente entre la potencia transferida al fluido frío (disolución diluida) y la potencia máxima que podría haber sido transferida (Incropera y Dewitt, 1999), (ecuación 7.1), donde C es la capacitancia térmica de flujo ($C \equiv m \cdot c_p$). En este caso, la disolución concentrada procedente del generador posee la capacitancia mínima.

$$\varepsilon_{rec} = \frac{m_{disol} \cdot c_{p\,disol} \cdot (t_7 - t_a)}{C_{min} \cdot (t_8 - t_a)} \quad (7.1)$$

Se puede observar en la figura 7.26 que desde las 11:00h hasta las 15:00 horas, la diferencia entre t_8 y t_a aumenta de 49°C hasta 51°C y la diferencia entre t_7 y t_a aumenta de 34°C a 40°C. Esto implica que el recuperador va aumentando su eficiencia a lo largo de la experimentación, como puede observarse en la figura 7.27. Este aumento de la eficiencia, repercute en el valor de Q_g , como se verá más adelante. El valor medio fue el 75%.

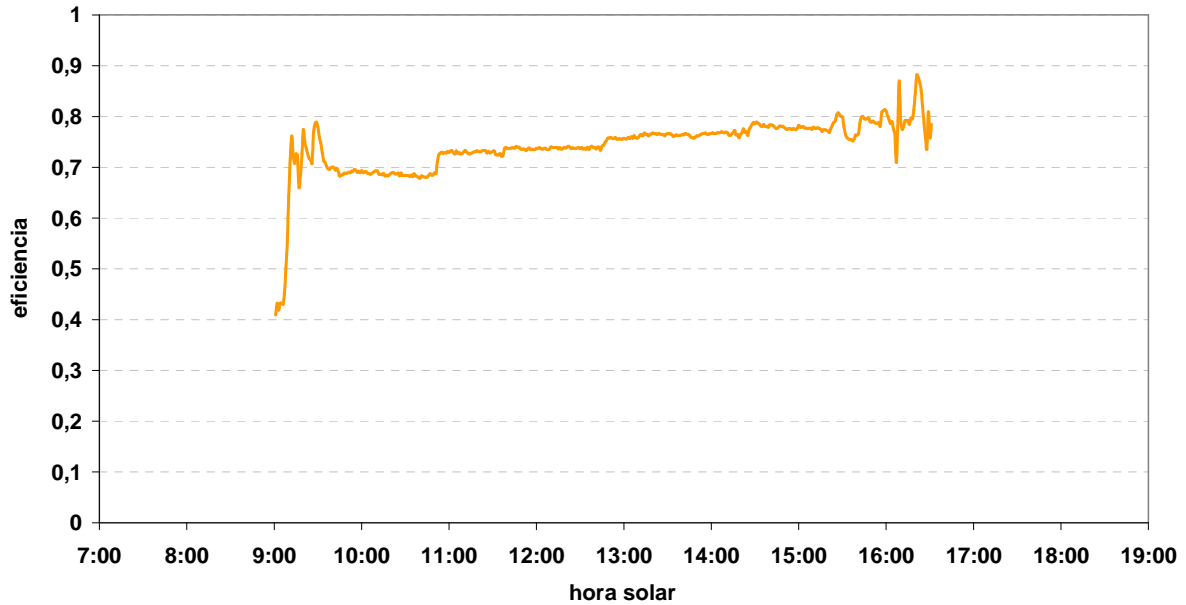


Figura 7.27 Eficiencia del recuperador de calor (28/08/09).

A partir de t_c y de t_{febull} , se puede obtener la concentración de la disolución que sale del generador (X_{con}) aplicando las propiedades del estado saturado. Es decir, a partir de la ecuación (7.2) y sabiendo que $t=t_{febull}$ y $t'=t_c$, se obtiene el valor de X .

$$t = \sum_0^3 B_n X^n + t' \sum_0^3 A_n X^n \quad (7.2)$$

Donde $A_0=-2,00755$; $A_1=0.16976$; $A_2=-0.003133362$; $A_3=0.0000197668$;
 $B_0=124.937$; $B_1=-7.71649$; $B_2=0.152286$; $B_3=-0.000795090$;

Del mismo modo, la concentración de la disolución que sale del absorbedor (X_{dil}) se puede obtener aplicando la ecuación (7.2), donde en esta ocasión $t=t_a$ y $t'=t_e$.

Para la obtención del valor de ambas concentraciones a lo largo de la experimentación, se ha realizado un programa de cálculo en el entorno de Matlab.

En la figura 7.28 viene representada la evolución de X_{con} y X_{dil} a lo largo de la prueba.

9:30h-15:00h: Hay un ligero incremento de X_{con} del 59% al 61%, debido al aumento de t_{eg} . Por otro lado, X_{dil} , también aumenta, del 52% al 57%, en este caso, como consecuencia del

aumento de t_{eb} de 28°C a 37,7°C. Al aumentar t_{eb} , la disolución que circula por el ICET también aumenta su temperatura, y entra al absorbedor cada vez más caliente, por tanto, con menor capacidad de absorción del vapor refrigerante. Finalmente, la disminución en el incremento de la concentración, ΔX , del 7% al 4% viene motivada por el aumento de X_{dil} .

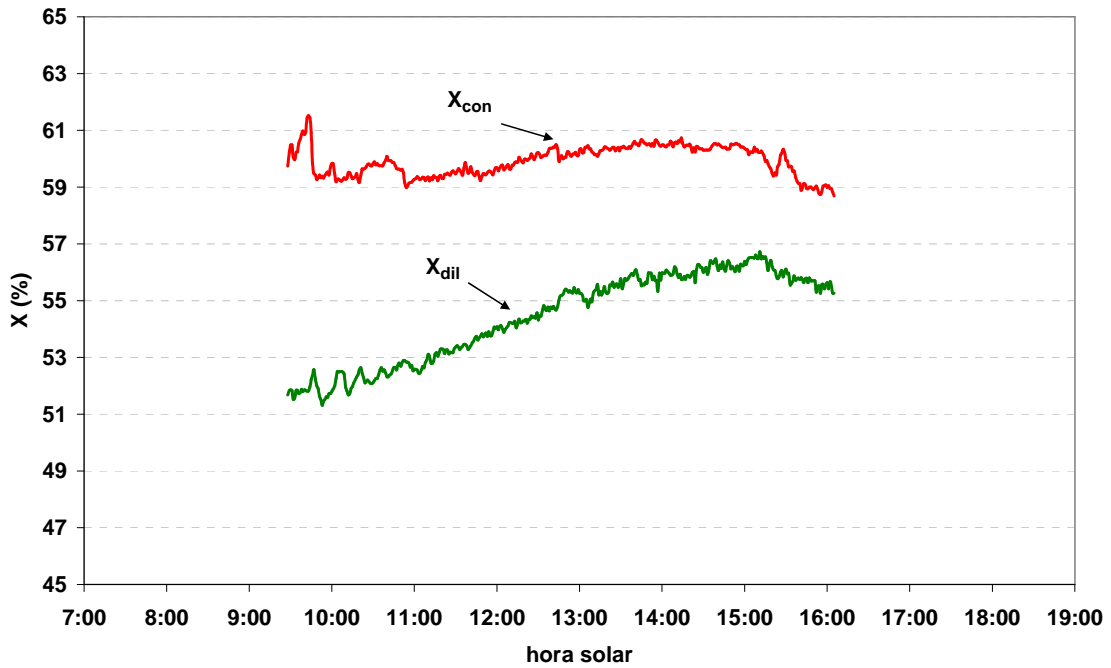


Figura 7.28 Concentraciones: disolución concentrada y diluida (28/08/09).

La temperatura de inicio de ebullición, t_{iebull} , se obtiene aplicando las ecuaciones del estado saturado dadas por McNeely (1979) a partir de t_c y de X_{dil} . En la figura 7.29 se representa t_7 y t_{iebull} .

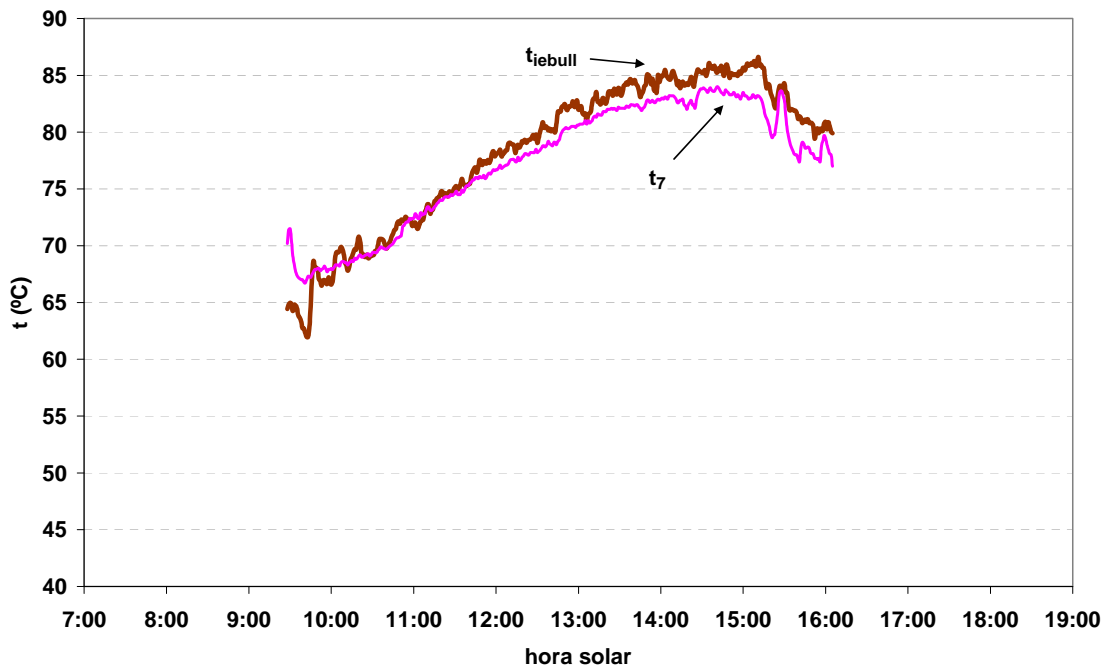


Figura 7.29 Temperatura de salida disolución diluida del recuperador y temperatura de inicio de ebullición (28/08/09).

Como se puede observar en la anterior figura, la disolución diluida sale del recuperador a una temperatura muy próxima a t_{iebull} .

▪ *Diagrama de Dühring*

A continuación, se ha representado en un diagrama de Dühring el ciclo de absorción para 4 instantes de la prueba (figura 7.27). De esta forma, se puede ver la evolución del ciclo durante todo el ensayo, así como la influencia de t_{ebs} , y t_{eg} .

- Ciclo A: $t_{ebs}=29,9^{\circ}\text{C}$ y $t_{eg}=99,3^{\circ}\text{C}$
- Ciclo B: $t_{ebs}=35^{\circ}\text{C}$ y $t_{eg}=102,5^{\circ}\text{C}$
- Ciclo C: $t_{ebs}=37,5^{\circ}\text{C}$ y $t_{eg}=105,7^{\circ}\text{C}$
- Ciclo D: $t_{ebs}=37,3^{\circ}\text{C}$ y $t_{eg}=96,4^{\circ}\text{C}$

A partir de A, B y C, se observa que la dirección de avance de los ciclos es:

-*Hacia valores más altos de t_c* , debido al aumento de t_{ebs} y de t_{eg} . Al tratarse de un sistema condensado por aire, al aumentar la temperatura del fluido condensante, aumenta t_c . Por otro lado, al aumentar t_{eg} , aumenta la temperatura de la disolución en el ICET y también t_a . Al tratarse de un sistema de enfriamiento en serie, si t_a aumenta, también lo hace t_c .

-*Hacia valores más altos de t_a* , debido al aumento de t_{ebs} . Cuanto mayor sea t_{ebs} , menos se enfriará la disolución en el ICET, y mayor será la temperatura final de absorción, t_a .

-*Hacia valores más altos de t_{febull}* , como consecuencia del aumento de t_{eg} .

-*Hacia valores más bajos de ΔX* , debido a la disminución de la capacidad de dilución del vapor refrigerante en la disolución, como consecuencia del aumento de t_{ebs} .

-*Valores de t_e constantes*, debido a la capacidad de evaporación y de absorción del prototipo.

Por último, a partir de los ciclos C y D, se puede observar nuevamente la influencia de t_{eg} sobre t_c mencionada anteriormente.

El ciclo D se corresponde con el instante en el que el prototipo deja de producir frío. Es decir, con $t_{ebs}=37,3^{\circ}\text{C}$ y con $t_e=10,7^{\circ}\text{C}$, se necesita una $t_{eg}>96,4^{\circ}\text{C}$.

Finalmente, en el diagrama de Dühring se puede observar que durante toda la experimentación, la temperatura de entrada de la disolución al absorbedor se encuentra, como mínimo a 10°C de la línea de cristalización (ciclo C), lo que significa que, si establecemos un límite de seguridad como el dibujado en la figura 7.30, el prototipo podría ser alimentado con $t_{eg}=120^{\circ}\text{C}$ cuando $t_c=50^{\circ}\text{C}$, siendo $t_e=10^{\circ}\text{C}$.

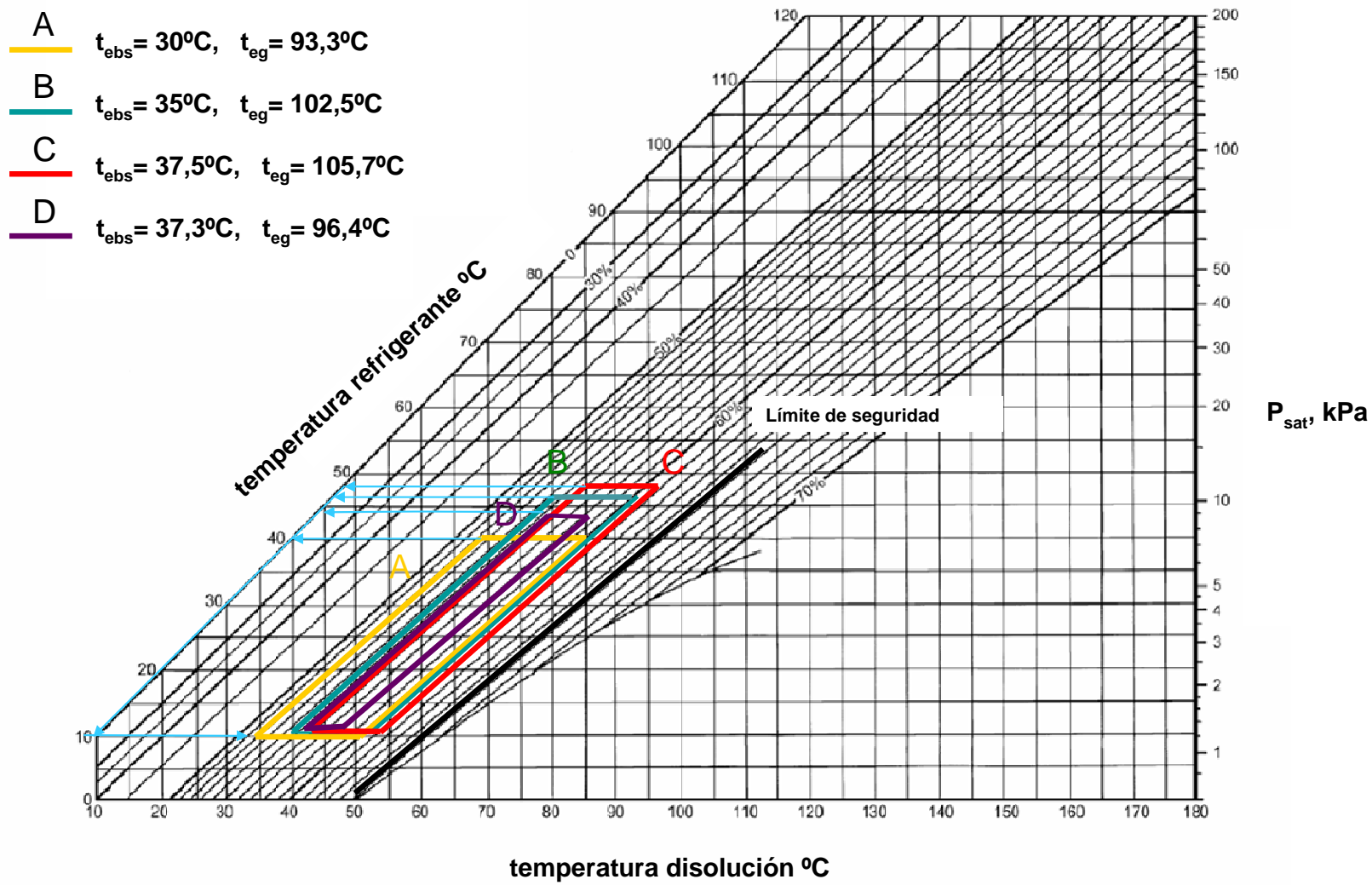


Figura 7.30 Diagrama de Dühring: ciclos de absorción (28/08/09).

Balance de energía

En la figura 7.31 se muestra Q_g y Q_e . También se muestra la potencia disipada al exterior, es decir, la suma de Q_a y Q_c . Este valor se ha calculado a partir de la ecuación (7.3).

$$Q_a + Q_c = m_{aire} \cdot c_{p_{aire}} \cdot (t_{16} - t_{ebs}) \quad (7.3)$$

Se observa que Q_g aumenta desde las 9:30h hasta las 11:00h y permanece relativamente constante hasta las 15:00h en torno a 6,5kW. Entre las 15:00h y las 16:00h Q_g disminuye como consecuencia de la disminución de la diferencia entre t_{eg} y t_{sg} . Q_e aumentó hasta las 12:00h y posteriormente se mantuvo constante hasta las 15:00h, con un valor medio aproximado de 4,3kW. Se observa que hasta las 15:00h, Q_e sigue la misma tendencia que Q_t . Esto es motivado por la variación en M_{disol} y el aumento de t_{eg} anteriormente mencionados, es decir, a medida que el laboratorio demanda frío, se aumenta la cantidad de vapor refrigerante producido para procurar igualar la potencia frigorífica a la carga térmica. A partir de las 15:00h, debido a la disminución de t_{eg} , motivado por la incapacidad de la instalación solar de proporcionar temperaturas de alimentación elevadas a partir de esa hora, la potencia frigorífica del prototipo disminuye. El calor aportado al generador fue 40,1kWh, el frío producido en el evaporador fue 25,1kWh, siendo el calor disipado por la máquina de 64,3kWh. Entre las 10:00h y las 15:00h, la instalación de frío solar cubre la demanda del laboratorio. La FS durante la jornada laboral fue el 49,6%.

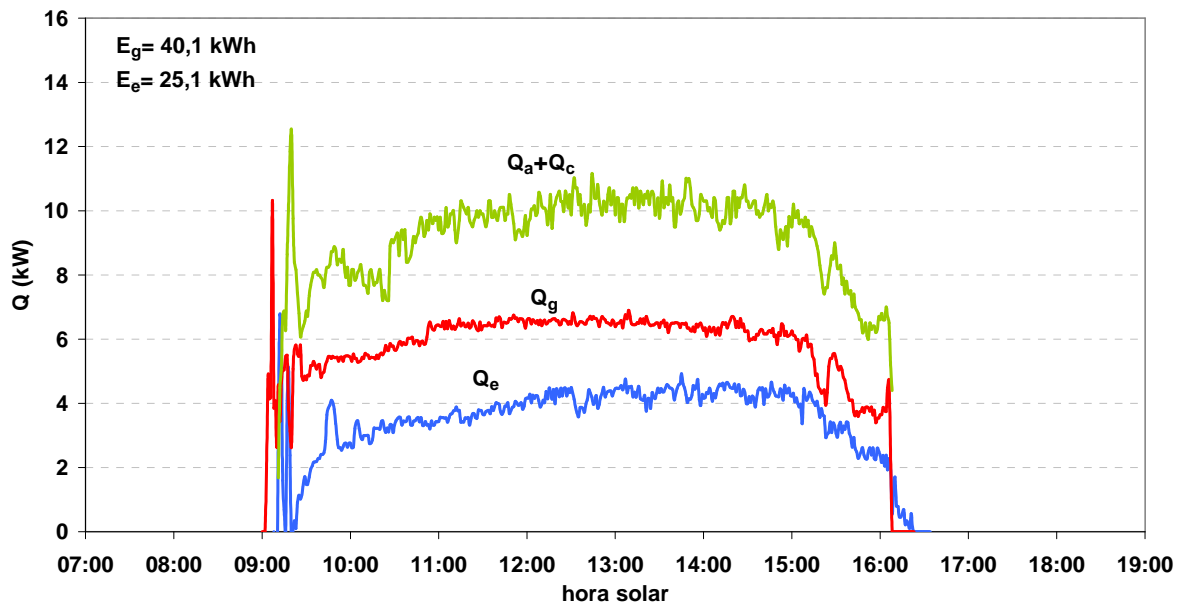


Figura 7.31 Potencias: generador, evaporador y condensador + absorbedor (28/08/09).

CEE

En la figura 7.32 se representa el CEE térmico instantáneo, calculado a partir de la ecuación (2.2). El valor medio diario fue 0,62.

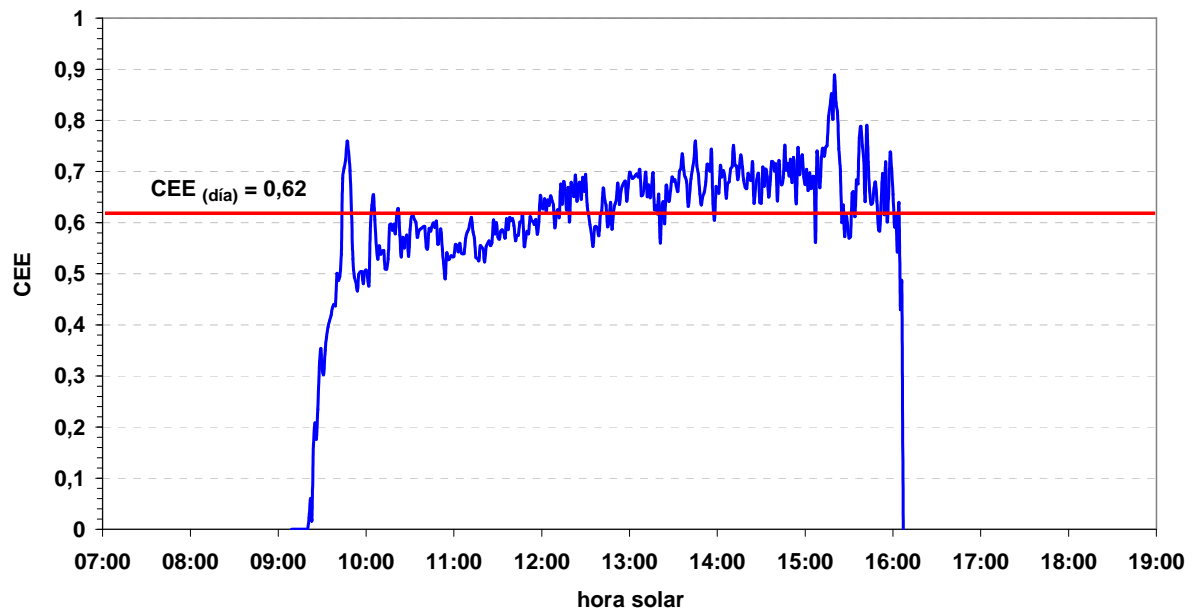


Figura 7.32 CEE térmico (28/08/09).

Rendimiento global

En la figura 7.33 se muestra η_{global} . El frío producido (desde las 9:20h hasta las 16:30h) fue 25,1kWh y la energía solar incidente sobre los colectores fue 316,7kWh (desde las 5:40h hasta las 19:10h), resultando un valor medio del rendimiento de 0,08.

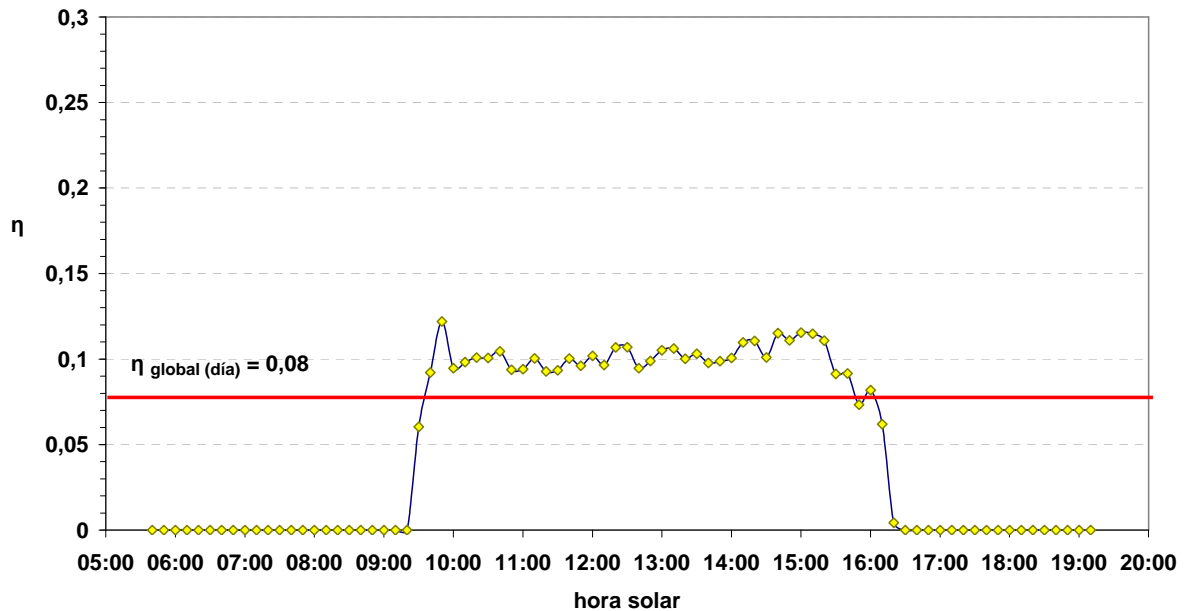


Figura 7.33 Rendimiento global (28/09/09).

7.6. Resultados experimentales de dos días característicos

7.6.2 Día caluroso: $t_{\text{abs(max)}} = 35^\circ\text{C}$ (03/09/09)

Instalación solar

La figura 7.34 muestra las temperaturas: t_{ecol} , t_{scol} , t_{etan} , t_{stan} .

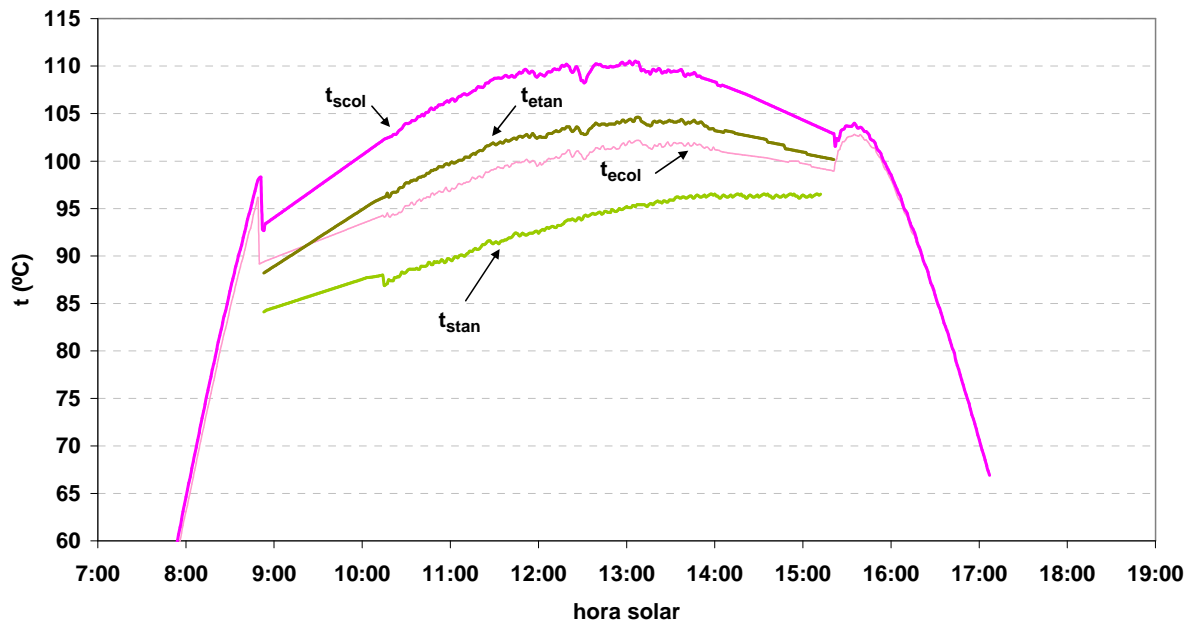


Figura 7.34 Temperatura de entrada y salida: colectores y tanque (03/09/09).

Se transfiere calor al tanque de almacenamiento desde las 8:50h hasta las 15:20h. La t_{scol} máxima fue $110,4^\circ\text{C}$ y la t_{etan} máxima fue $104,6^\circ\text{C}$. La diferencia máxima entre t_{scol} y t_{ecol} fue $9,6^\circ\text{C}$; y t_{mp} , durante el período en el que se está suministrando calor al tanque desde los colectores, fue igual a $102,2^\circ\text{C}$. La diferencia máxima entre t_{ecol} y t_{stan} fue 8°C .

En la figura 7.35 se muestra I_{col} . En la gráfica también se puede ver $G_{\text{col(min)}}$, E_{etan} , $G_{\text{per(prim_sec)}}$ y G_{per} . La energía solar total incidente, G_{col} , fue $7,6\text{kWh/m}^2$.

8:50h: se alcanza el umbral de energía solar necesario para comenzar la transferencia de calor al tanque. Su valor fue $0,7\text{kWh/m}^2$. La radiación solar en el arranque de la bomba B_2 fue $I_{\text{col(min)}}=557\text{ W/m}^2$.

8:50h-15:20h: Se transfiere al tanque $1,87\text{kWh/m}^2$, y $3,8\text{kWh/m}^2$ son pérdidas de calor que tienen lugar en el circuito primario y en el secundario.

15:20h-19:00h: No se transfiere calor al tanque. La radiación solar sobre los colectores no se utiliza en la instalación ($G_{\text{per}}=1,9\text{kWh/m}^2$).

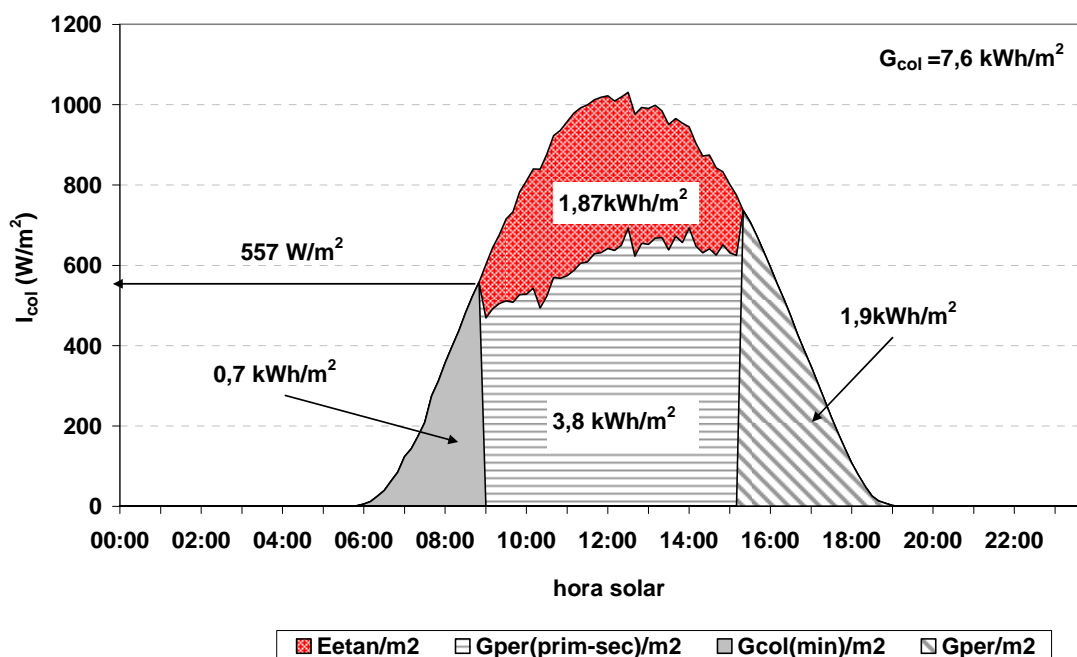


Figura 7.35 Radiación sobre los colectores. Umbral de energía solar, calor transferido al tanque y pérdidas (03/09/09).

En la figura 7.36 se muestran las potencias Q_{col} , Q_{fcol} , y Q_{etan} . Los valores máximos fueron 48,5kW; 18,5kW 16,5kW, respectivamente. Los valores totales del día fueron: E_{col} =321,8kWh; E_{fcol} =90,6kWh y E_{etan} =79 kWh.

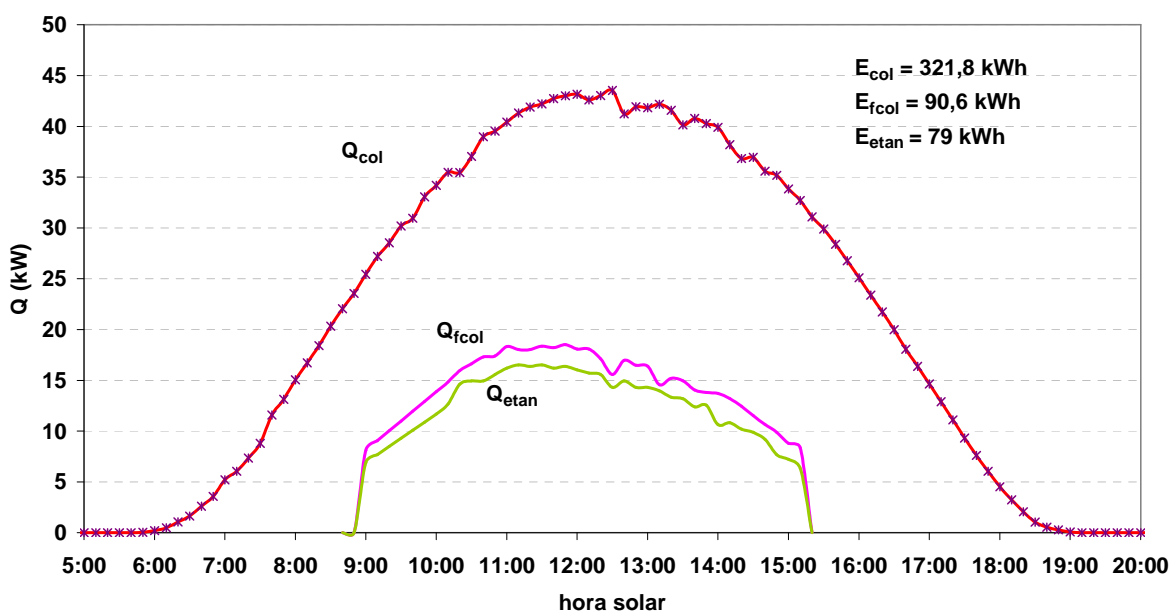


Figura 7.36 Potencias: radiación sobre colectores, fluido primario y entrada en el tanque (03/09/09).

En la figura 7.37 se muestra η_{col} , η_{etan} , y η_{solar} . Los valores medios diarios fueron 0,28, 0,25 y 0,13, respectivamente.

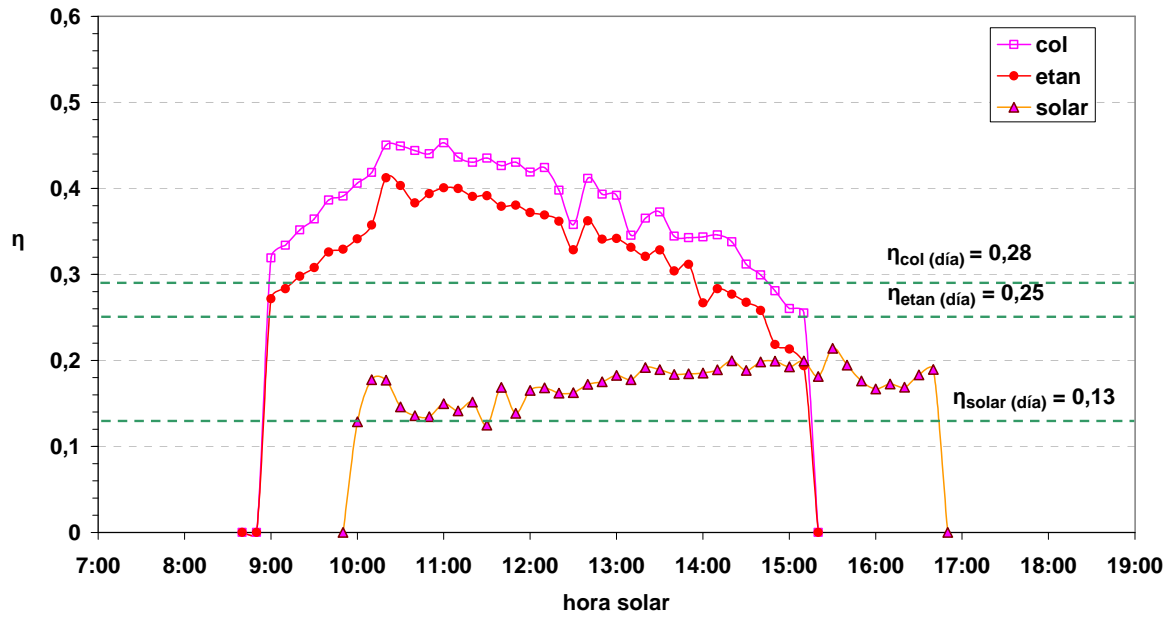


Figura 7.37 Rendimientos en la instalación solar (03/09/09).

Prototipo

A continuación se muestran los valores experimentales de caudal, temperatura y potencia obtenidos en los intercambiadores del prototipo. También se representarán ciclos de absorción en un diagrama de Dühring y el CEE.

■ Generador

En la figura 7.38 se muestra M_g y M_{disol} . Se observa que M_g permanece constante, en torno a $1 \text{ m}^3/\text{h}$.

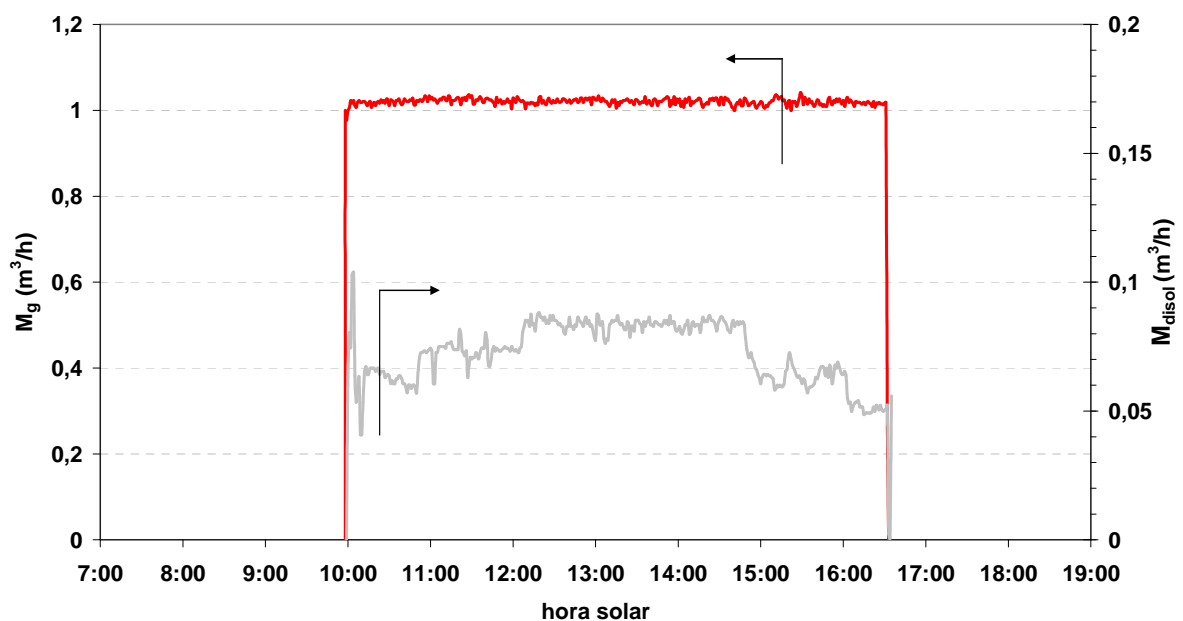


Figura 7.38 Caudales de fluidos en el generador (03/09/2009).

Entre las 10:00h y las 12:00h, M_{disol} aumenta de 0,06 m³/h hasta aproximadamente 0,08m³/h, a medida que aumenta t_{eg} y t_{sg} , con la finalidad de cubrir la carga térmica aumentando la cantidad de vapor refrigerante. Entre las 12:00h y las 15:00h se mantiene en 0,08m³/h, su valor nominal, y de 15:00h a 16:00h, M_{disol} disminuye como consecuencia de la disminución de t_{eg} .

En la figura 7.39 se muestran: t_{eg} , t_{sg} , t_7 y t_8 .

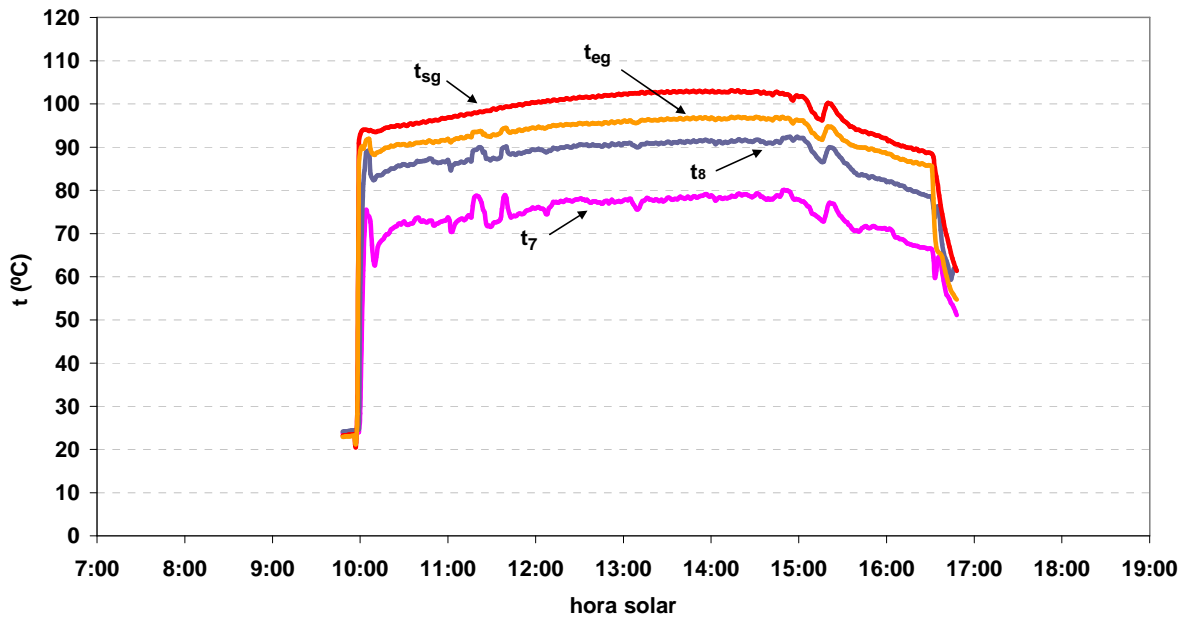


Figura 7. 39 Temperaturas de entrada y salida de los fluidos en el generador (03/09/09).

10:00h: Comienza a transferirse calor al generador a 94°C.

15:05h-16:30h: t_{eg} disminuye de 103°C a 88°C debido a que el tanque sigue alimentando el generador pero ya no recibe calor desde los paneles.

16:30h: La temperatura de entrada al generador, t_{eg} =88°C, no es suficiente para producir el vapor refrigerante necesario para cubrir la demanda de frío, Q_i =5,5kW, a t_e =14°C.

La temperatura t_{eg} varió entre 94°C y 103°C, y t_{febull} varió entre 82°C y 92°C.

- *Intercambiador de calor exterior de tubos (ICET) y condensador*

En la figura 7.40 se presenta M_{aire} . El valor medio se situó en torno a 6.000 m³/h.

7.6. Resultados experimentales de dos días característicos

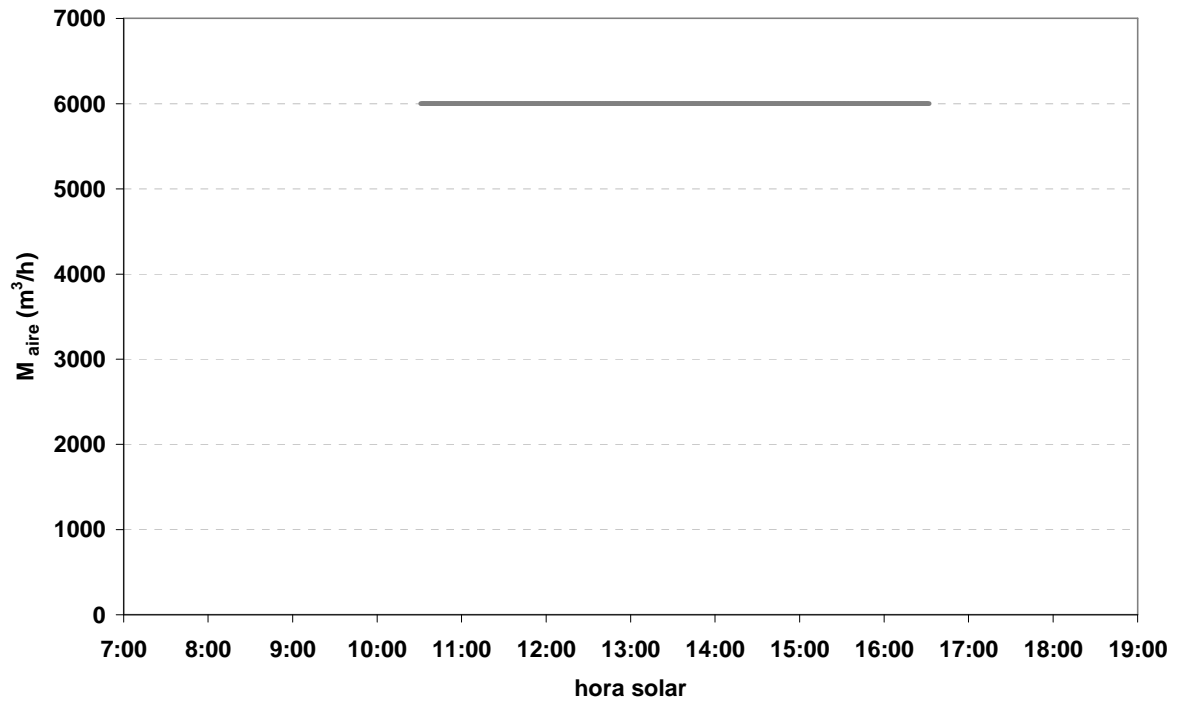


Figura 7.40 Caudal de aire (03/08/09).

En la figura 7.41 se muestra $M_{\text{disol_ICET}}$. El valor medio fue $1,1 \text{ m}^3/\text{h}$. En la figura 7.42 se ha representado: t_{ebs} , t_{16} , t_{19} , t_a y t_c .

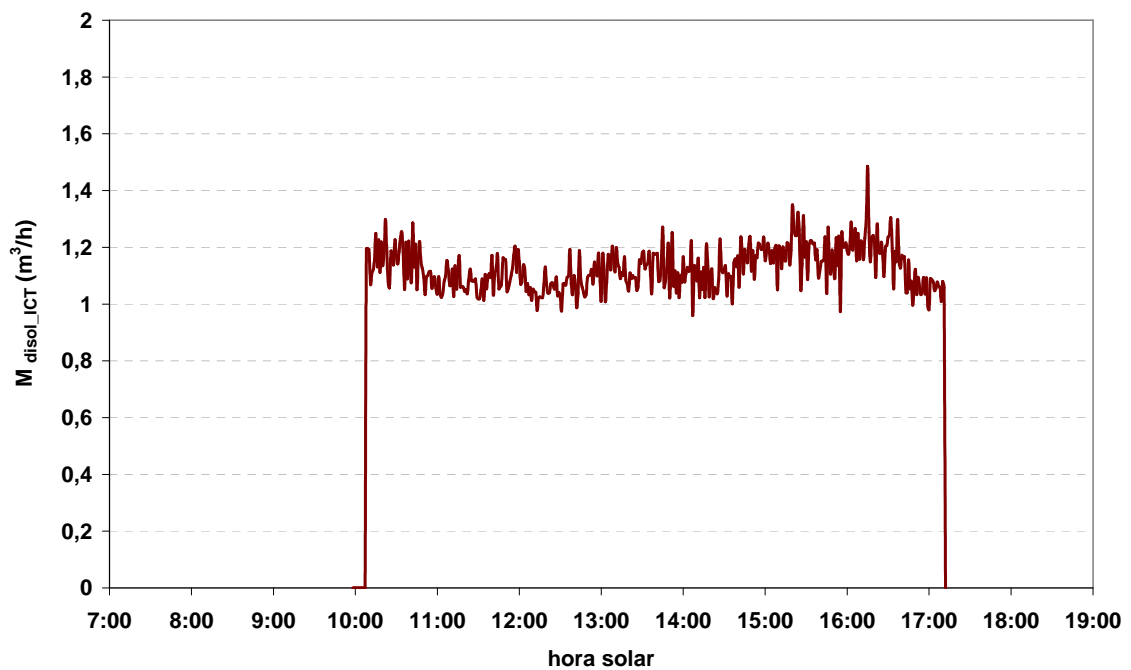


Figura 7.41 Caudal de disolución del ICET.

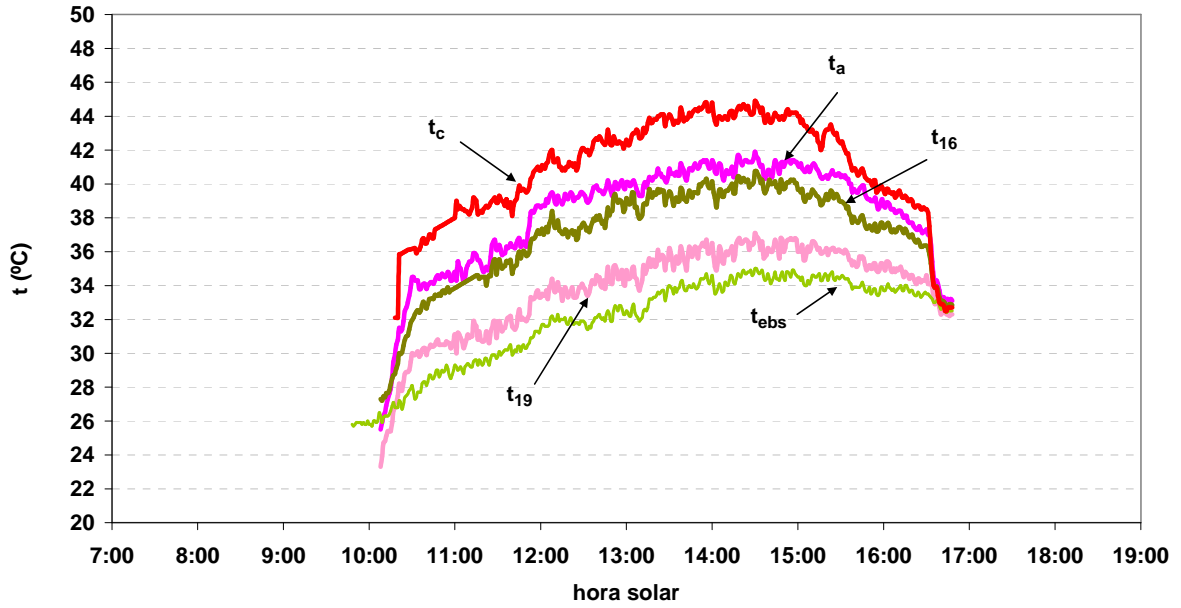


Figura 7.42 Temperaturas de entrada y salida de la disolución y del aire en el sistema directo (03/09/09).

La disolución, una vez que transfiere Q_a al aire exterior en el ICET, entra al absorbedor con un subenfriamiento, Δt_{sub} , entre 4°C y 7°C, y a una temperatura 2°C por encima de t_{ebs} . La t_c se mantuvo entre 9°C y 10°C por encima de t_{ebs} , y t_a entre 6°C y 8°C por encima de t_{ebs} .

▪ Absorbedor adiabático

En la figura 7.43 se muestra: t_{10} , t_a y t_{19} .

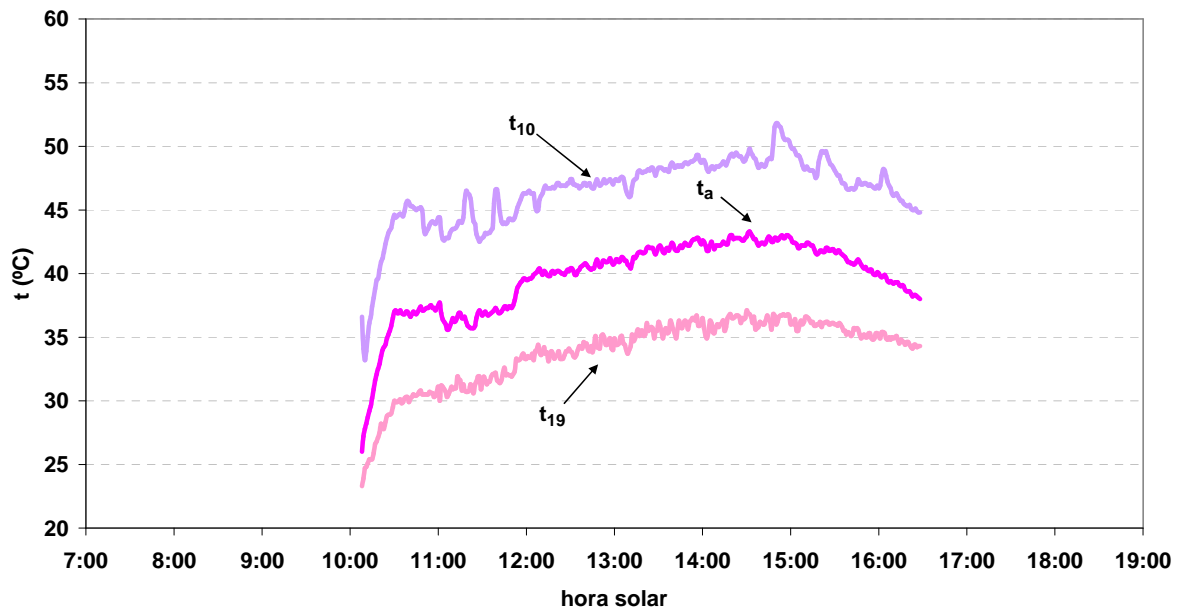


Figura 7.43 Temperaturas de entrada y salida de la disolución al absorbedor.

La diferencia entre t_a y t_{19} fue entre 5°C y 7°C. La diferencia entre t_a y t_{10} fue en torno a 6°C.

▪ *Evaporador*

El valor medio diario de M_e fue $0,97 \text{ m}^3/\text{h}$. En la figura 7.44 se muestra P_e . El aumento de P_e a las 12:00h es consecuencia del aumento de Q_t , como a continuación se explicará.

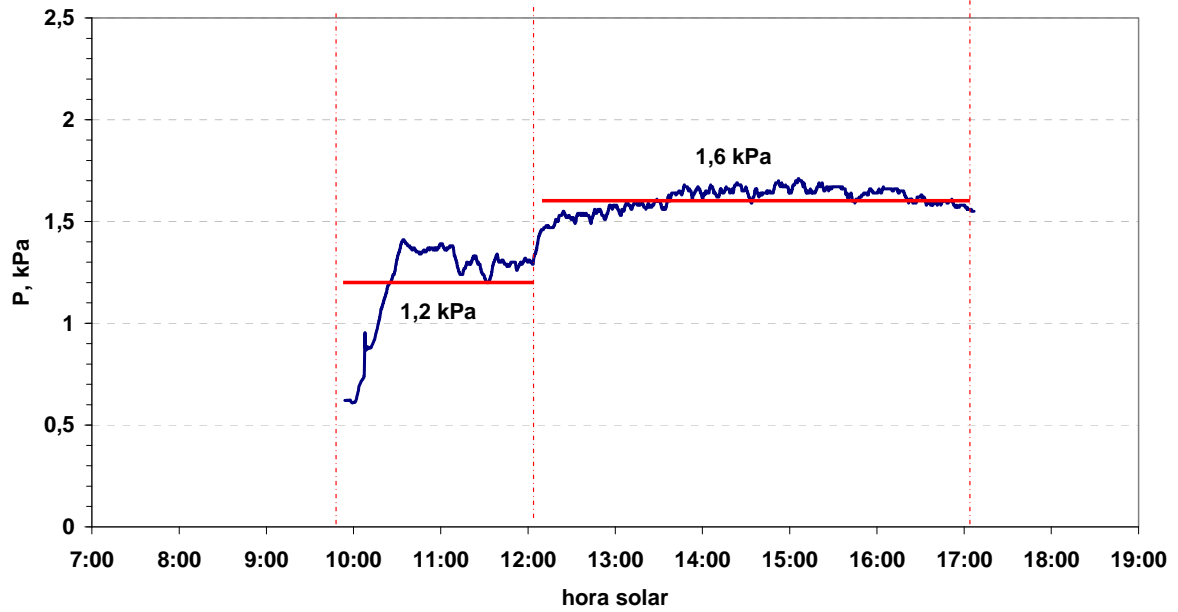


Figura 7.44 Presión en el evaporador (03/09/2009).

En la figura 7.45 vienen representadas: t_{ee} , t_{se} , t_{int} , t_{saft} y t_e .

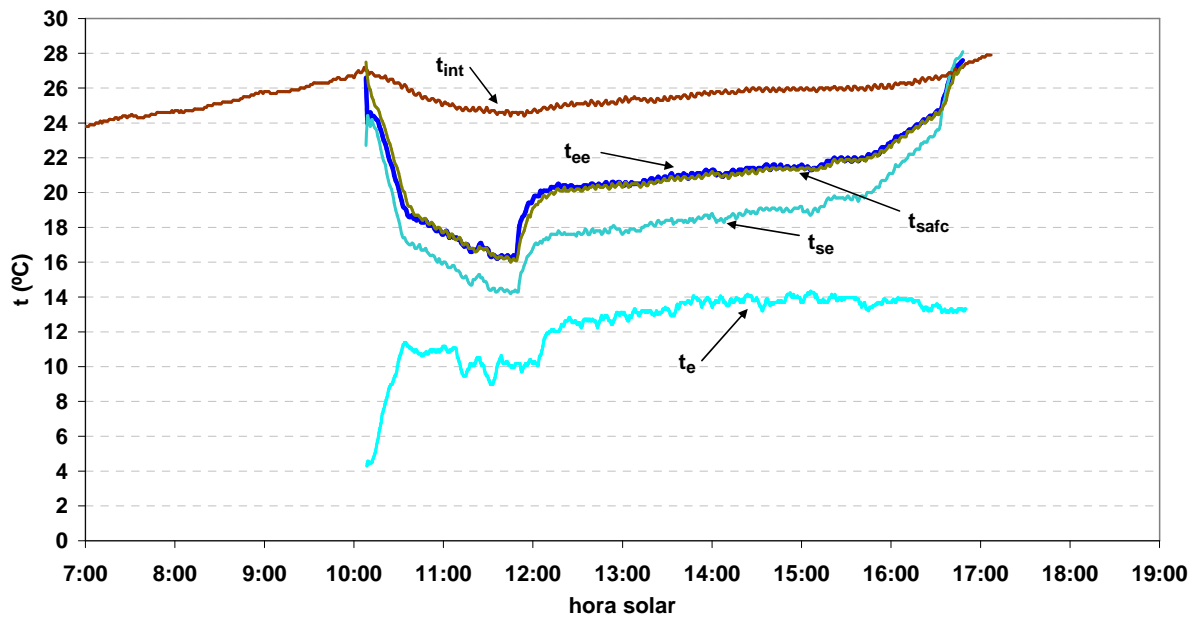


Figura 7.45 Temperaturas de entrada y salida del agua en evaporador, aire en el fancoil del local y temperatura de evaporación (03/09/09).

10:12h: La entrada de agua con etilenglicol a 90°C a las 10:00 provoca que el refrigerante de la disolución hierva y doce minutos más tarde comience la producción de agua fría en el evaporador.

10:12h-12:00h: t_{se} disminuye de forma pronunciada (de 24,2°C a 14,3°C). Esto implica que se está evaporando una gran masa de refrigerante en la superficie del serpentín del evaporador. Esta disminución de t_{se} hace que t_{int} descienda de 27°C a 24,6°C. Por otro lado, t_e aumenta inicialmente, como consecuencia de la entrada de agua a 24°C al serpentín, y posteriormente permanece prácticamente constante en $t_e=10^\circ\text{C}$.

12:00h-15:05h: A las 12:00h comienza a climatizarse 80 m² de laboratorio y Q_t (figura 7.10) aumenta de 3 kW a 6 kW, por encima de la capacidad nominal del prototipo. Esto da lugar a un aumento de t_{ee} (de 16,5°C a 20,2°C). La entrada de agua a mayor temperatura al evaporador hace aumentar la temperatura del vapor refrigerante generado, aumentando P_e y con ello, t_e (de 10°C a 14°C). Por otro lado, t_{se} aumenta (de 14,3°C a 18,8°C) debido a que no hay suficiente refrigerante en el evaporador para enfriar el agua del circuito exterior.

15:05h-15:43h: t_{se} aumenta con pendiente más acusada (hasta 20°C) debido, fundamentalmente, a la disminución de t_{eg} , y t_{int} se mantiene en torno a 26°C.

15:43h-16:31h: t_{se} aumenta de 20°C a 23,6°C y t_{int} de 26°C a 26,6°C.

▪ Recuperador

En la figura 7.46 se han representado: t_7 , t_8 , t_a y t_{10} . Se observa cómo todas ellas siguen la tendencia de t_{eg} (figura 7.39). La diferencia entre la temperatura final de ebullición, t_8 , y t_{eg} se sitúa en torno a 10°C.

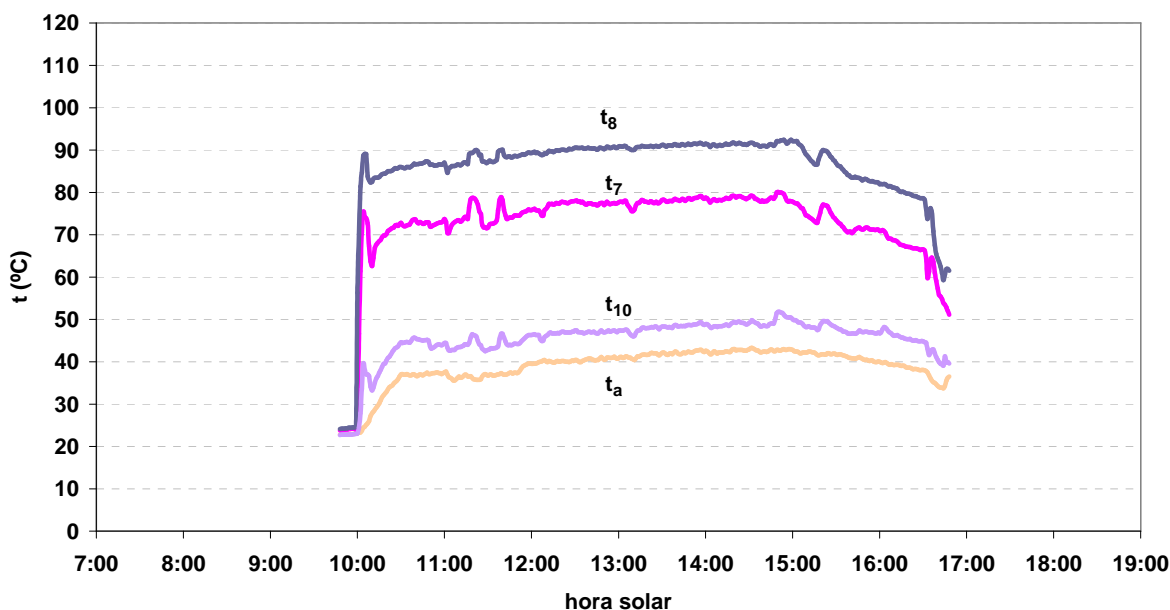


Figura 7.46 Temperatura de entrada y salida de la disolución concentrada y diluida al recuperador (03/09/09).

En la figura 7.47 se muestra la eficiencia del recuperador. La eficiencia media se sitúa en el 73%.

7.6. Resultados experimentales de dos días característicos

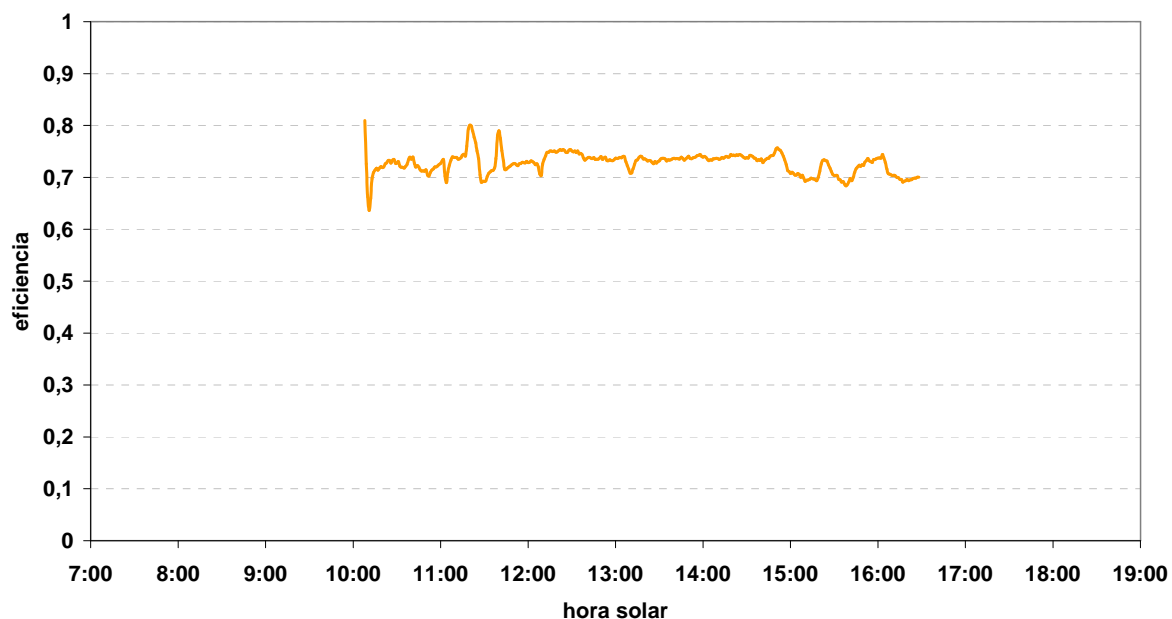


Figura 7.47 Eficiencia del recuperador de calor del prototipo (03/08/09).

En la figura 7.48 vienen representadas las concentraciones de la disolución diluida y concentrada a lo largo de la prueba.

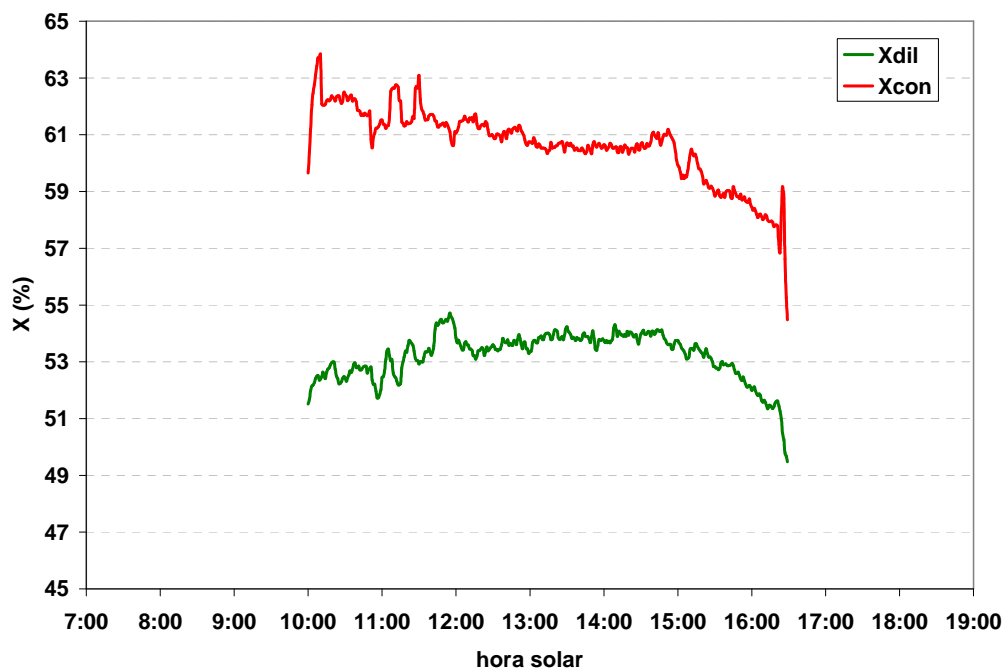


Figura 7.48 Concentraciones: disolución diluida y disolución concentrada (03/09/09).

10:00h-13:00h: X_{con} permanece constante (61%), debido al aumento de t_c y de t_{eg} . Por otro lado, X_{dil} aumenta de 52% a 54%, como consecuencia del aumento de t_{ebs} (de 26,6°C a 32°C). El aumento de t_{ebs} da lugar a temperaturas de absorción más elevadas y, por tanto, niveles de concentración más altos.

13:00h-15:00h: X_{con} se mantiene constante: debido al aumento de t_c y de t_{eg} . X_{dil} se mantiene aproximadamente constante, a pesar del aumento de t_a , debido al aumento de P_e .

15:00h-16:30h: Disminuye X_{con} y X_{dil} ; en el generador, al disminuir t_{eg} cada vez se separa menos cantidad de refrigerante de la disolución y ésta se concentra menos. En el caso de la disolución diluida, al disminuir t_{eg} , disminuye también la temperatura de los caudales de disolución en toda la máquina, y entre ellas, t_{19} . Al disminuir t_{19} , la disolución presenta mayor afinidad por el refrigerante y se diluye más.

En la figura 7.49 se representan t_7 y t_{iebull} . Entre las 10:00h y las 13:00h, el recuperador de calor tiene un comportamiento anómalo: aparecen síntomas de ebullición, ya que la temperatura de la disolución diluida a la salida del recuperador es superior a t_{iebull} . Esto puede deberse al bajo M_{disol} unido a una elevada t_{eg} (de 90°C a 103°C) y una baja t_{ebs} (de 26°C a 34°C). Este comportamiento desaparece a partir de las 13:00h.

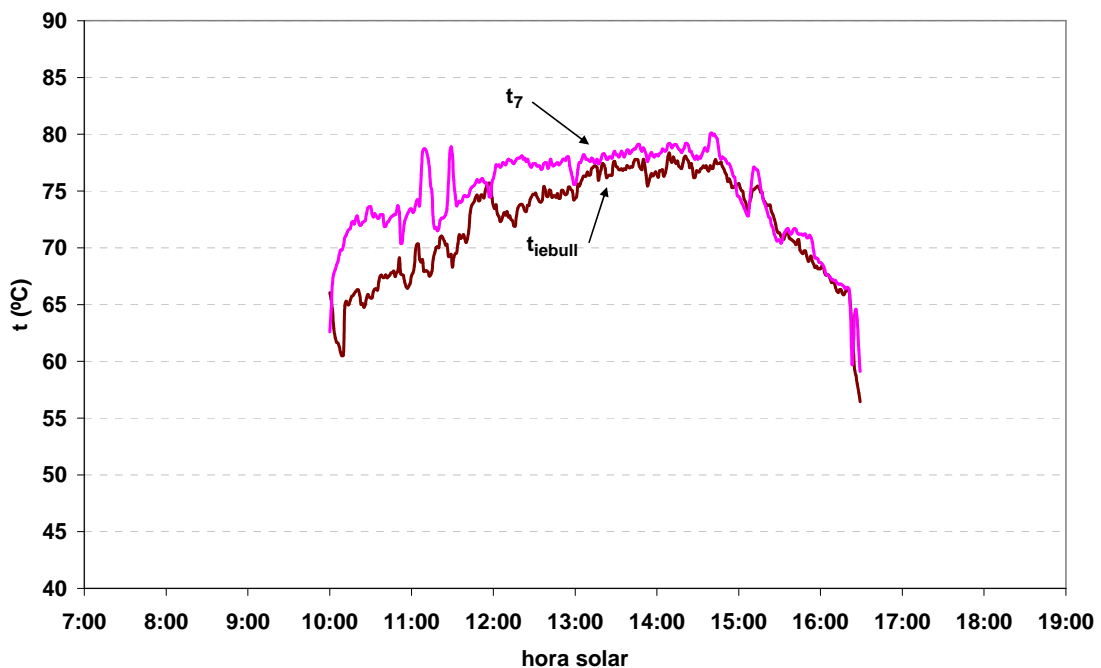


Figura 7.49 Temperatura entrada disolución al generador y temperatura de inicio de ebullición (03/09/09).

▪ Diagrama de Dühring

A continuación, se ha representado en un diagrama de Dühring el ciclo de la disolución para 4 instantes de la prueba (figura 7.50). En ellos se verá la progresión del ciclo de absorción con la variación de t_{ebs} , t_{eg} y Q_t .

- Ciclo A: $t_{ebs}=30^{\circ}\text{C}$ y $t_{eg}=99^{\circ}\text{C}$ (40 m² a climatizar)
- Ciclo B: $t_{ebs}=32^{\circ}\text{C}$ y $t_{eg}=101,5^{\circ}\text{C}$ (80 m² a climatizar)
- Ciclo C: $t_{ebs}=34,5^{\circ}\text{C}$ y $t_{eg}=101,5^{\circ}\text{C}$ (80 m² a climatizar)
- Ciclo D: $t_{ebs}=34^{\circ}\text{C}$ y $t_{eg}=92^{\circ}\text{C}$ (80 m² a climatizar)

Al aumentar Q_t significativamente, es decir, al aumentar la carga térmica por encima de la capacidad nominal de la máquina, aumenta t_e , como consecuencia del aumento de la temperatura de entrada del agua fría al evaporador. Esto queda claramente representado al pasar del ciclo A al ciclo B. Por otro lado, observando los ciclos B y C, se concluye que para igual t_{eg} , si aumenta t_{ebs} , disminuye ΔX , como consecuencia de la peor absorción de vapor refrigerante en el absorbedor. Por último, a partir de los ciclos C y D, se observa que, para igual t_{ebs} , si disminuye t_{eg} , disminuyen, X_{dil} , X_{con} y t_c . La disminución de X_{dil} se debe a que, al disminuir t_{eg} , disminuye la temperatura de la disolución en el ICET y, por tanto, ésta presenta mayor afinidad para absorber vapor refrigerante. La disminución de X_{con} , se debe a que, al disminuir t_{eg} , disminuye la capacidad de separar refrigerante en el generador y la disolución sale menos concentrada; y finalmente, la disminución de t_c viene provocada por la disminución de la temperatura de entrada del aire al condensador debido a la disminución de la temperatura de la disolución en el ICET.

El ciclo D se corresponde con el momento en el que el prototipo deja de producir frío con $t_{ebs}=33,4^{\circ}\text{C}$, $t_{eg}=88^{\circ}\text{C}$ y $t_e=13,7^{\circ}\text{C}$.

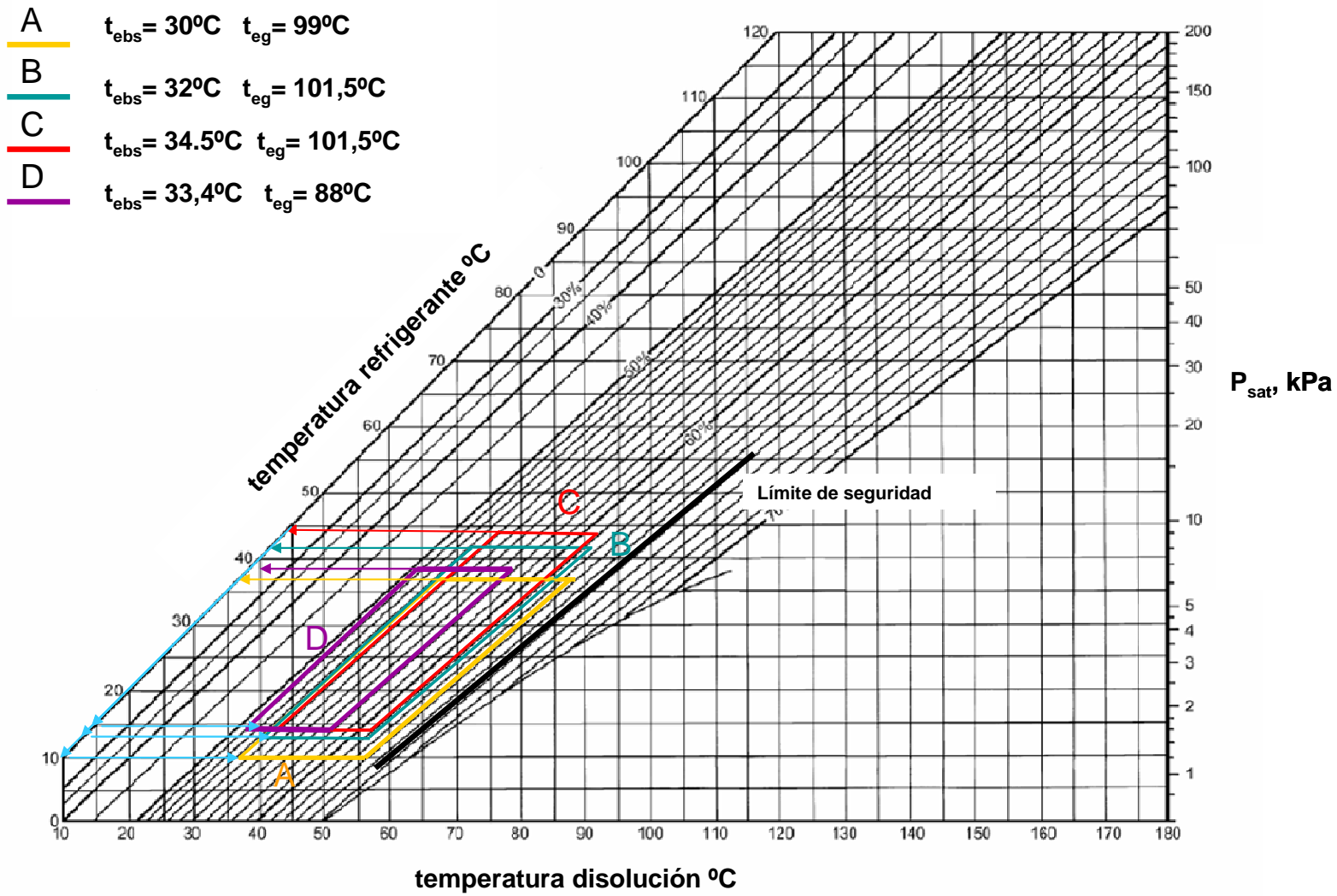


Figura 7.50 Diagrama de Dühring: Ciclos de absorción (03/09/09).

▪ *Balance de energía*

En la figura 7.51 se muestra una gráfica con: Q_g , Q_e , y la suma de Q_a y Q_c .

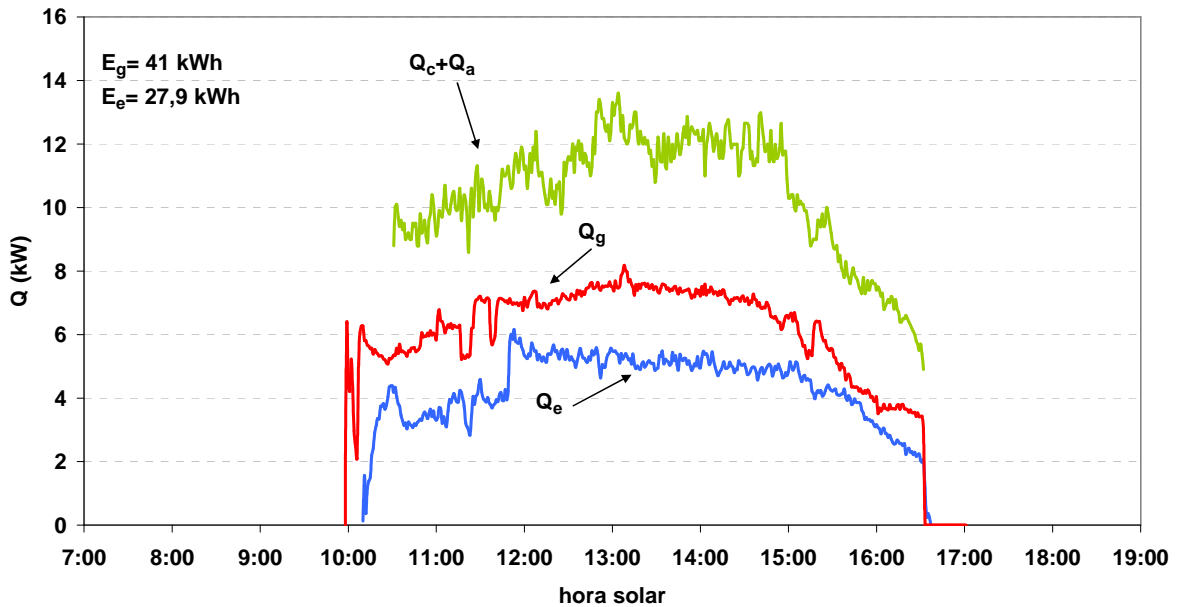


Figura 7.51 Potencias diarias: generador, evaporador, condensador y absorbedor (03/09/09).

10:00h-12:00h: Q_t aumenta de 2kW a 3 kW. Con la intención de cubrir la carga térmica se aumenta Q_g de 5 a 7 kW aumentando M_{disol} y t_{eg} , para producir mayor cantidad de refrigerante. Este aumento provoca que Q_e aumente hasta 4kW.

12:00h-15:05h: A las 12:00h, debido al aumento repentino de la carga térmica, se produce un aumento brusco de Q_e , como consecuencia del aumento de la temperatura logarítmica media en el evaporador, provocado por el aumento de t_{ee} . El prototipo disminuye su potencia frigorífica a 4,8kW produciendo agua fría entre 14°C y 19°C (figura 7.45).

15:05h-16:31h: Q_g disminuye (de 6,7 kW a 3,4 kW), como consecuencia de la disminución en la diferencia entre t_{eg} y t_{sg} . Esta disminución indica que se está separando menos masa de refrigerante en el generador. Por tanto, provoca que Q_e disminuya hasta 2 kW.

El calor aportado al generador fue $E_g=41\text{kWh}$, mientras que el frío producido en el evaporador fue $E_e=27,9\text{kWh}$. Por otro lado, el calor disipado al aire exterior fue $E_{a+c}=64,8\text{kWh}$. La FS cubierta durante la jornada laboral fue el 54%, y considerando todo el día, el 49%.

▪ *CEE térmico*

En la figura 7.52 se muestra el CEE térmico. El valor medio diario fue 0,68.

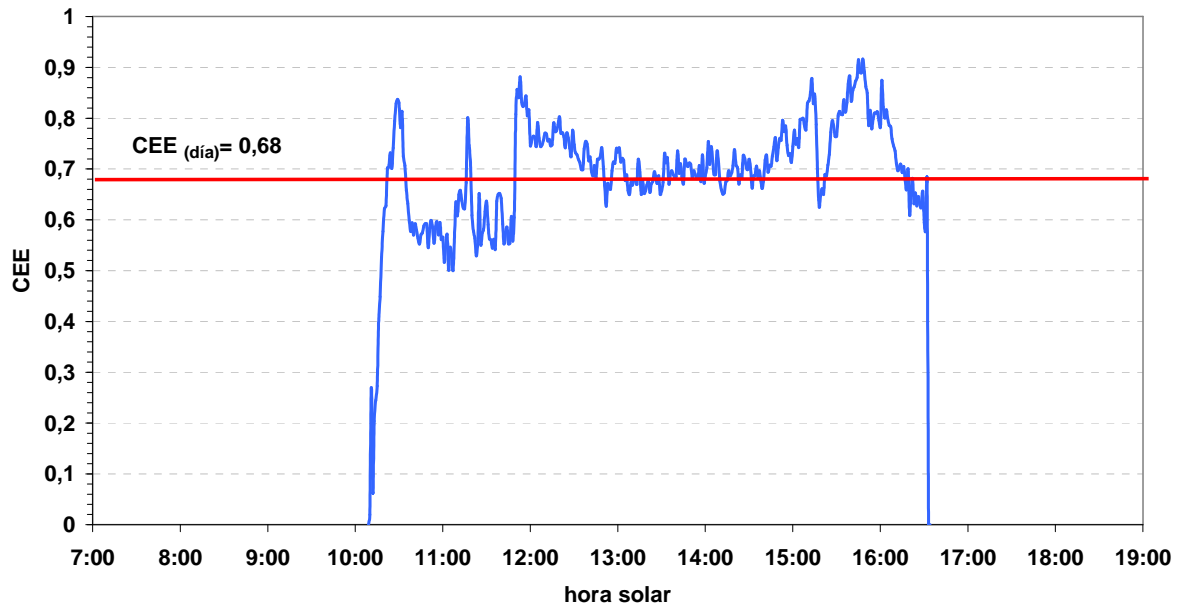


Figura 7.52 CEE térmico (03/09/09).

Rendimiento global

En la figura 7.53 se muestra η_{global} a lo largo del día, con un valor medio diario de 0,08. Los valores nulos son debidos a instantes en los que hay radiación solar pero la instalación no produce frío. El aumento de η_{global} entre las 12:00h y las 16:00h se debe a que Q_{col} disminuye y Q_e permanece prácticamente constante.

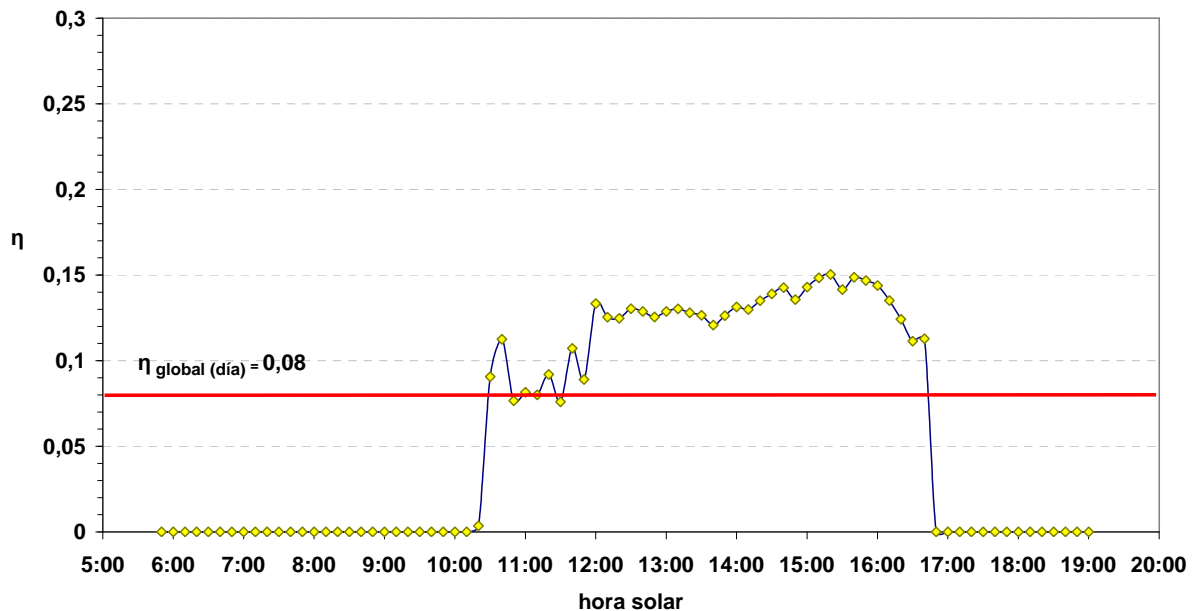


Figura 7.53 Rendimiento global (03/09/09).

7.7. Resultados experimentales del período de ensayo

7.7 Resultados experimentales del período de ensayo

A continuación se muestran los resultados experimentales obtenidos durante 10 días.

7.7.1 Energías

En la tabla 7.1 se muestra: E_d , E_{col} , E_{fcol} , E_{etan} , E_g , E_e de cada día. Las últimas filas de la tabla reflejan los valores totales, los medios diarios y por metro cuadrado útil de colector.

Tabla 7.1 Demanda térmica y energías diarias.

Día	E_d diaria(kWh)	E_d jornada(kWh)	E_{col} (kWh)	E_{fcol} (kWh)	E_{etan} (kWh)	E_g (kWh)	E_e (kWh)
19/08/09	69,4	44,3	315,9	77,8	68	35,5	24,7
20/08/09	71,5	44,8	311,4	97	83	42,7	26,3
21/08/09	57,9	42,9	318,1	99,2	82	35,0	25,9
26/08/09	40,3	33,6	319	67,2	59	36,5	20,2
27/08/09	47,7	38,8	318,9	96	88	41,5	25,2
28/08/09	54,9	40,6	316,7	87,4	80	40,1	25,1
01/09/09	59,6	40,8	261,6	65	58	26,5	23,4
02/09/09	45,1	35,7	290,7	71,4	65	22,1	13,8
03/09/09	63,2	49,0	321,8	88,3	84	41,0	22
04/09/09	43,2	35,2	321,5	87,4	80	41,5	27,4
total	553	406	3.095,6	850,5	747,7	362,5	192,2
kWh/día	55,3	40,6	309,5	85,5	74,7	36,2	19,2
kWh/m² útil			73,3	20,1	17,7	8,6	4,6

7.7.2 Fracción solar, rendimientos y CEE térmico

En la tabla 7.2 se muestran los valores medios obtenidos de FS, η_{col} , η_{etan} , η_{solar} , CEE térmico y η_{global} .

Tabla 7.2 Fracción solar, rendimientos y CEE medios del período

FS (%)	η_{col} (período)	η_{etan} (período)	η_{solar} (período)	CEE (período)	η_{global} (período)
47	0,27	0,24	0,12	0,53	0,06

7.7.3 Energía primaria de los equipos auxiliares

La potencia eléctrica requerida por el prototipo se debe a la bomba B_g , la bomba B_{ICET} , la bomba del agua fría y el ventilador, en total 700W. En la tabla 7.3 se muestra el tiempo de funcionamiento de cada uno de estos componentes y su energía primaria, considerando $\eta_{cen}=0,38$. La energía primaria total fue 249,2kWh.

Tabla 7.3 Tiempo de funcionamiento y energía primaria de equipos auxiliares ($\eta_{cen}=0,38$).

Día	Tiempo funcionamiento (h:min)			Energía primaria (kWh)			
	B ₁	B ₂	B ₃	E _{B1}	E _{B2}	E _{B3}	E _{maq}
19/08/09	8:20	6:50	5:55	8,6	3,1	1,7	10,9
20/08/09	8:20	6:30	7:25	8,6	3,0	2,1	13,6
21/08/09	8:05	6:10	6:50	8,4	2,8	2,0	12,5
26/08/09	7:55	6:05	6:05	8,2	2,8	1,8	11,2
27/08/09	8:10	6:30	7:25	8,5	3,0	2,1	13,6
28/08/09	8:05	6:30	7:05	8,4	3,0	2,0	13,1
01/09/09	8:40	6:40	4:50	8	3,0	1,4	8,8
02/09/09	7:50	6:00	4:55	8,1	2,8	1,4	9,0
03/09/09	8:05	6:30	6:35	8,4	3,0	1,9	12,1
04/09/09	7:55	6:20	6:30	8,2	3,0	1,9	12,0
total				84,6	29,4	18,4	116,8
Por día	8:00	6:20	6:20	8,4	2,9	1,8	11,7

Rendimientos y CEE considerando la energía de los equipos auxiliares

Los valores medios del rendimiento de la instalación solar, el CEE y el rendimiento global, teniendo en cuenta la energía de los equipos auxiliares, se reducen a 0,11; 0,4 y 0,06, respectivamente. Es decir, η_{solar} disminuye un 8,3%, el CEE un 26 % y η_{global} un 5%.

7.7.4 Temperaturas máximas: t_{scol} y t_{eg} .

En la figura 7.54 se muestran t_{scol} y t_{eg} máximas diarias.

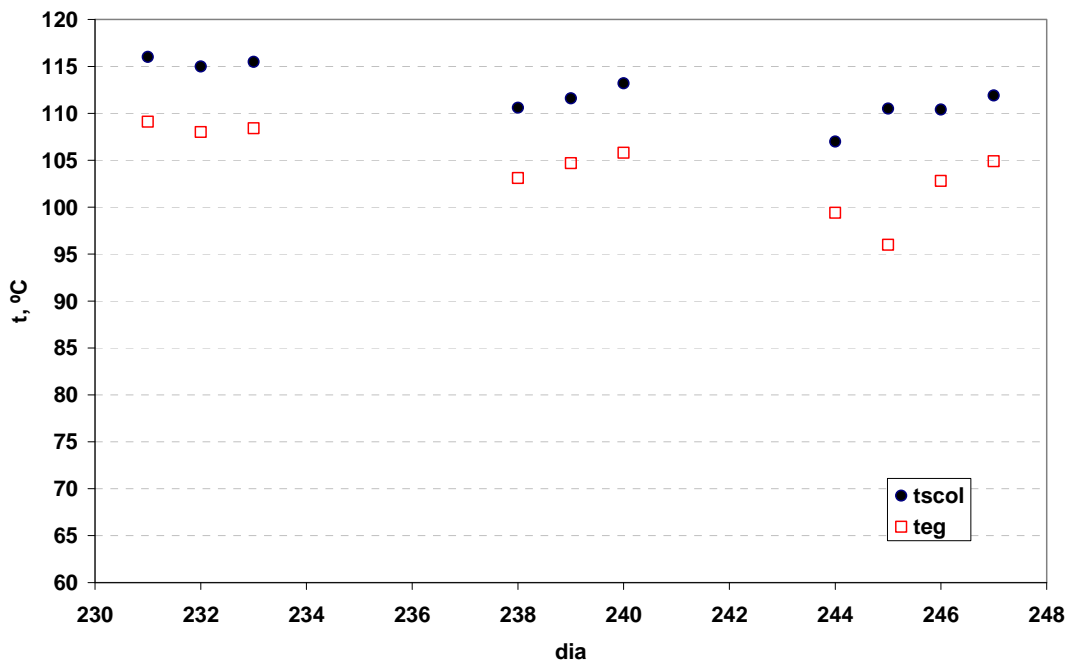


Figura 7.54 Temperatura máxima diaria de salida del fluido de colectores y entrada al generador.

7.7. Resultados experimentales del período de ensayo

La t_{ecol} máxima varió entre 107°C y 116°C y la t_{eg} máxima entre 96°C y 109°C. Estas temperaturas son superiores a las conseguidas con la máquina comercial.

7.7.5 t_c y t_a frente a t_{ebs}

En la figura 7.55 se muestra la variación de t_c y t_a con t_{ebs} .

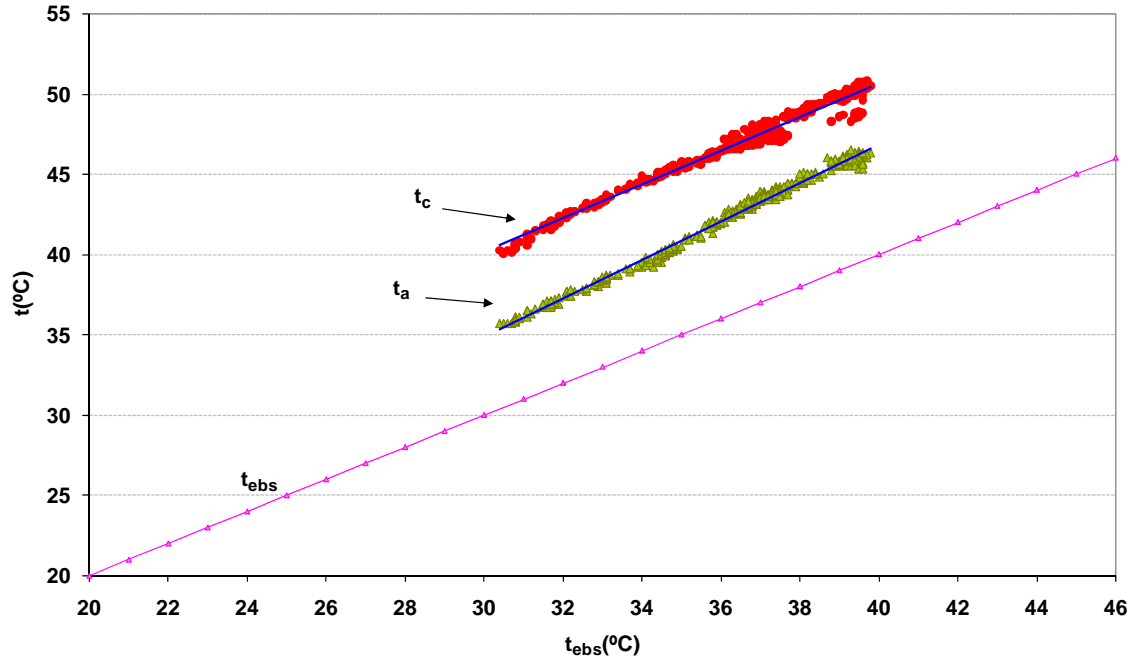


Figura 7.55 Temperatura de condensación y absorción frente a temperatura exterior de bulbo seco.

Se han dibujado líneas de tendencia y se han obtenido las correlaciones (7.4) y (7.5).

$$t_a = 1,1966 \cdot t_{ebs} - 1,0186 \quad (7.4)$$

$$t_c = 1,0487 \cdot t_{ebs} + 8,6802 \quad (7.5)$$

A partir de las correlaciones, se obtiene que la diferencia entre t_a y t_{ebs} aumenta a medida que aumenta t_{ebs} . Para t_{ebs} entre 30°C y 38°C, t_a se encuentra entre 5°C y 7°C por encima de t_{ebs} . Por otro lado, t_c es entre 10°C y 11°C superior a t_{ebs} .

7.7.6 t_{se} frente a t_{ebs}

En la figura 7.56 se puede ver la variación de t_{se} con t_{ebs} al climatizar 40m² de local y el día que se climatizaron 80m². Se observa que, climatizando 40m², t_{se} se mantiene prácticamente constante (en torno a 16°C) incluso con $t_{ebs}=37,5$ °C. Este comportamiento se debe a que la máquina no trabajó con las condiciones de diseño durante las experimentaciones, sino que se fue adaptando la producción frigorífica a la demanda del local.

Con 80m² climatizados, las t_{se} obtenidas son más elevadas y su tendencia es a aumentar a medida que aumenta t_{ebs} . Que t_{se} sea más elevadas que cuando se climatiza 40m² y aumente según aumenta t_{ebs} se debe a que la carga térmica es superior a la capacidad frigorífica de la máquina y, M_{disol} se mantuvo constante (figura 7.38), por tanto, la temperatura de retorno del agua al evaporador procedente del fancoil, a medida que aumenta t_{ebs} , es cada vez mayor y al no haber suficiente refrigerante en el evaporador para recibir la carga térmica, t_{se} aumenta.

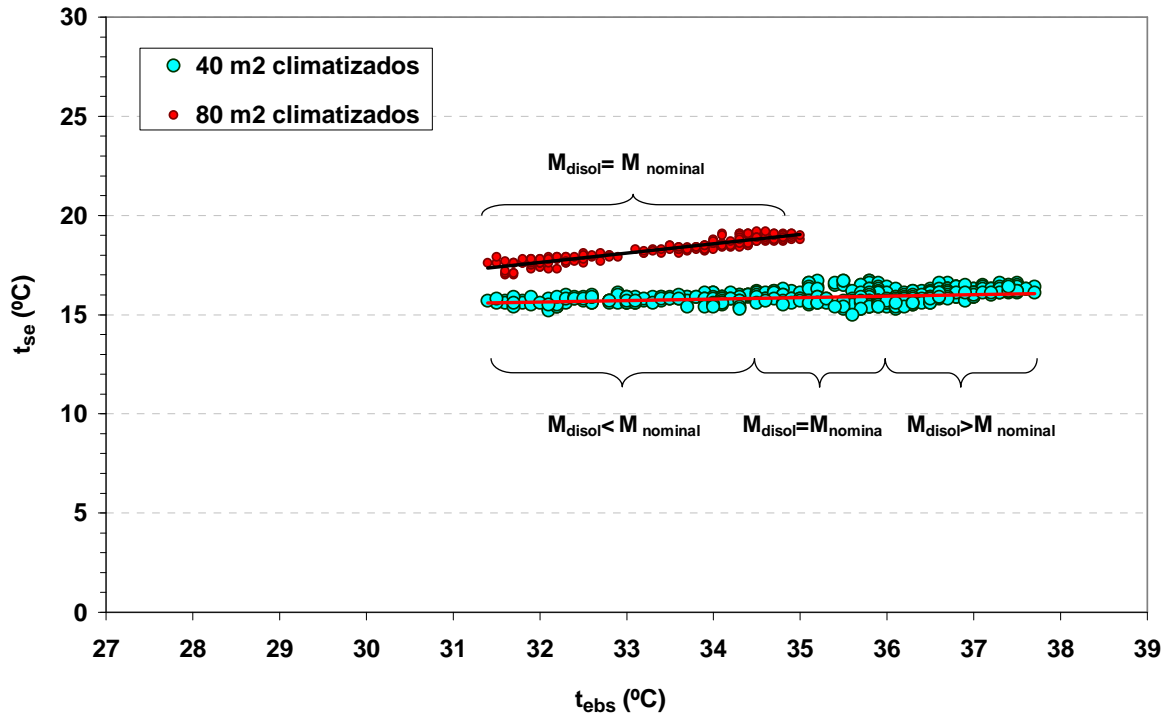


Figura 7.56 Temperatura salida agua evaporador frente a temperatura exterior de bulbo seco.

7.7.7 Q_e frente a t_{ebs}

En la figura 7.57 se puede ver la capacidad frigorífica del prototipo en función de t_{ebs} también para los dos espacios climatizados.

40 m² climatizados: se observa que a medida que aumenta t_{ebs} aumenta Q_e . A priori, este comportamiento puede resultar inusual. Se sabe que las máquinas frigoríficas trabajan con su capacidad nominal en las condiciones de diseño, es decir, con los valores de temperaturas y caudales para las que han sido diseñadas, con una $t_{ebs}=35^{\circ}\text{C}$. Si se mantienen las condiciones de diseño y $t_{ebs}<35^{\circ}\text{C}$, la potencia frigorífica de la máquina es mayor que la nominal, y si $t_{ebs}>35^{\circ}\text{C}$ la potencia frigorífica es menor. Por tanto, la gráfica de la potencia frigorífica en función de t_{ebs} es una recta con pendiente negativa en la que con $t_{ebs}=35^{\circ}\text{C}$ se obtiene $Q_{e(nominal)}$. Sin embargo, durante los ensayos realizados con el prototipo, M_{disol} no fue el nominal, sino que varió en función de la necesidad de cubrir la carga térmica. A medida que fue aumentando la carga térmica del local, se fue produciendo mayor cantidad de refrigerante en el generador, aumentando M_{disol} y t_{eg} con la intención de cubrir la demanda. Por ejemplo, para el día 28 de Agosto, en la figura 7.31, entre las 9:00h y las 13:00h, se observa que la producción frigorífica aumenta hasta 4,5kW. Por otro lado, en la figura 7.18 se observa que M_{disol} también aumenta desde 0,05m³/h a 0,09m³/h, y t_{eg} aumenta de 90°C a 103°C (figura 7.19). Durante este intervalo, se cubre la carga térmica.

7.7. Resultados experimentales del período de ensayo

En la figura 7.57 se observa que con t_{ebs} entre 36°C y 37,7°C, la potencia frigorífica del prototipo se mantiene en torno a su capacidad nominal, esto es debido al aumento de M_{disol} por encima de su valor nominal (de 0,09 a 1,2m³/h), acompañado de un aumento de t_{eg} (de 103°C a 106°C). Si M_{disol} se mantuviera en su valor nominal, Q_e disminuiría. Este comportamiento se puede observar con mayor claridad cuando se climatizan 80m².

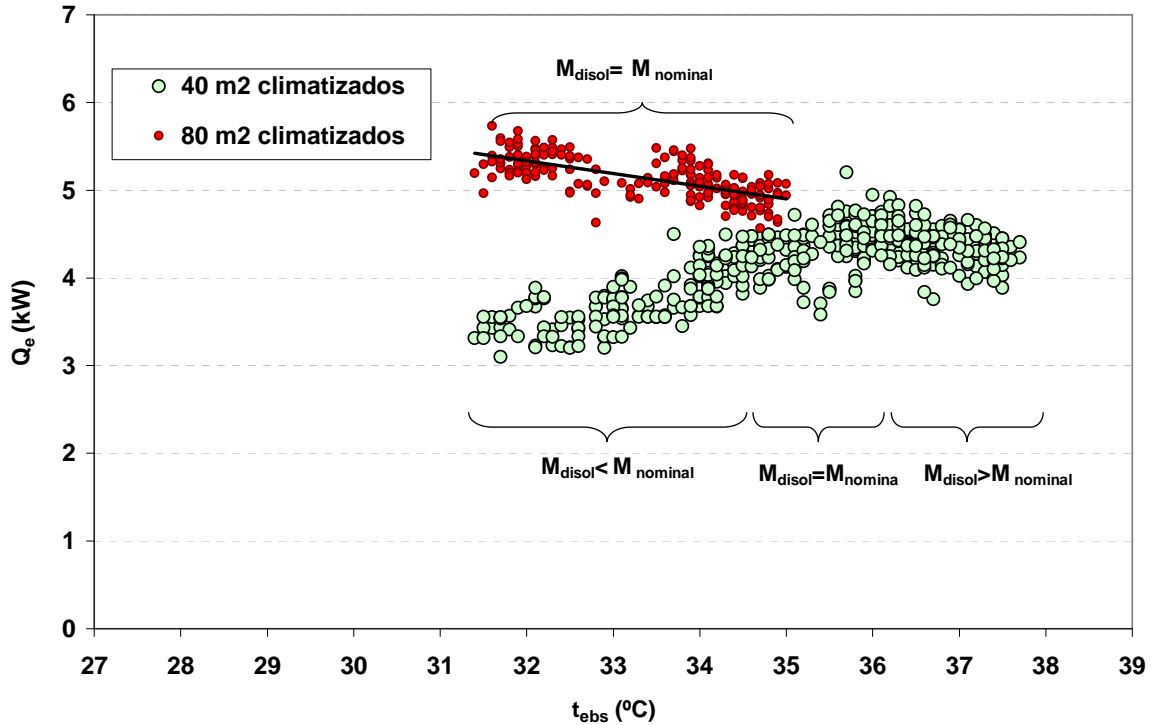


Figura 7.57 Potencia frigorífica frente a la temperatura exterior de bulbo seco.

80 m² climatizados: la carga térmica es superior a la capacidad nominal de la máquina. El prototipo trabaja con potencias frigoríficas superiores a la nominal (figura 7.57) pero con t_{se} más altas (figuras 7.45). Sin embargo, en la figura 7.57 se observa que la tendencia de Q_e con respecto a t_{ebs} es a disminuir, debido a que M_{disol} y t_{eg} se mantienen constantes (figuras 7.38 y 7.39), disminuyendo así la producción de vapor refrigerante.

7.7.8 CEE térmico frente a t_{ebs}

En la figura 7.58 se presenta el CEE térmico frente a t_{ebs} con 40m² y con 80m² climatizados. Con 40m² climatizados, el prototipo, a medida que aumenta t_{ebs} aumenta su CEE. Este comportamiento viene como consecuencia del modo de operación anteriormente mencionado. Al variar M_{disol} en función de la carga térmica, a medida que aumenta t_{ebs} , aumenta la potencia frigorífica del prototipo, lo que se traduce en un aumento de CEE ya que el aumento de Q_g no es tan significativo como el de Q_e . Trabajando con las condiciones de diseño y t_{ebs} en torno a 35°C, CEE es en torno a 0,65, y con t_{ebs} entre 36°C y 37,7°C, fuera de las condiciones nominales, el CEE es en torno a 0,68. Sin embargo, cuando se climatizaron 80m², el CEE disminuyó con el aumento de t_{ebs} como consecuencia de la disminución de Q_e al trabajar en condiciones de diseño con cargas térmicas superiores a las nominales.

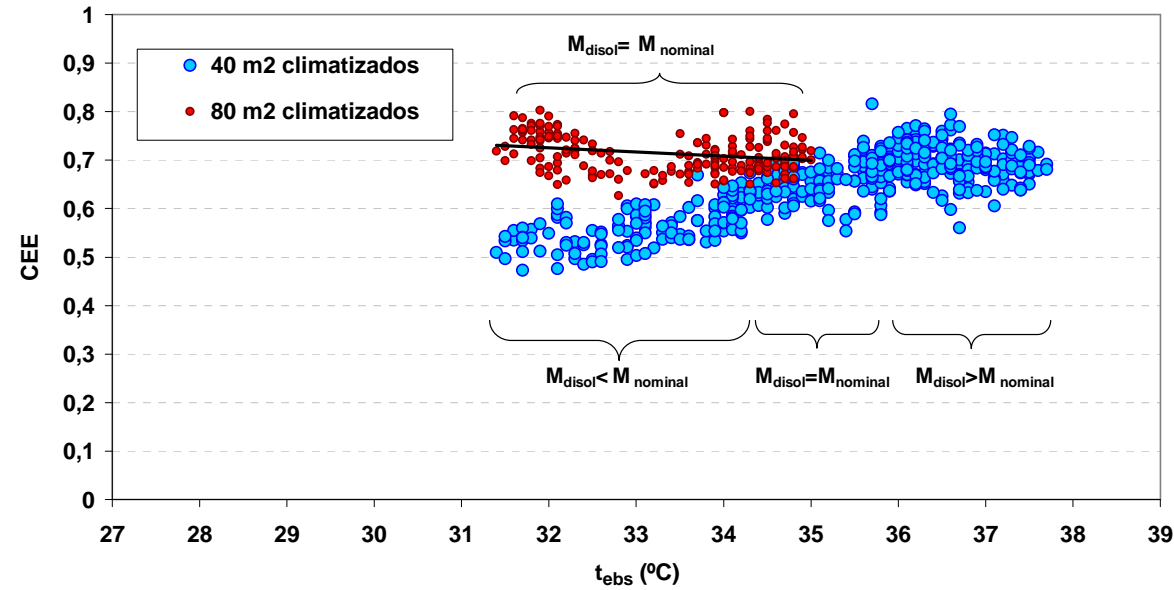


Figura 7.58 CEE térmico frente a la temperatura exterior de bulbo seco.

7.8 Cálculo de incertidumbres

Finalmente, al igual que se hizo en capítulos anteriores, se incluye la tabla 7.4 con el cálculo de errores de las magnitudes más significativas.

Tabla 7.4 Tabla de incertidumbres.

Q_{col}	Q_{fcol}	Q_{etan}	Q_g	Q_e
$\pm 1\%$	$\pm 1,9\%$	$\pm 1,8\%$	$\pm 2,8\%$	$\pm 3,7\%$

η_{col}	η_{etan}	η_{solar}	CEE	η_{global}
$\pm 2,1\%$	$\pm 2\%$	$\pm 3\%$	$\pm 6,4\%$	$\pm 3,8\%$

7.9 Conclusiones

En este capítulo se ha descrito el prototipo del CSIC con *sistema directo* de enfriamiento y absorbedor adiabático funcionando como simple efecto. Se han presentado resultados experimentales correspondientes a dos días característicos y un resumen de los 10 días de ensayo (entre Agosto y Septiembre) utilizando la instalación solar como fuente de calor y climatizando un local de 40 m² mediante fancoil.

- La demanda de frío del período de ensayo (Nº días =10), durante la jornada laboral, fue $E_d=405,8\text{kWh}$, y el frío producido en el evaporador, $E_e=192,2\text{kWh}$. Por tanto, la

FS cubierta fue el 47%. El calor transferido al generador fue $E_g=362,2\text{kWh}$, mientras que la energía primaria de los equipos auxiliares fue $249,2\text{kWh}$.

- La temperatura máxima de salida del fluido de los colectores ha sido $t_{eg(\text{max})}=116^\circ\text{C}$, siendo el rendimiento medio, de los diez días de ensayo, $\eta_{\text{col}}=0,27$.
- La t_{eg} máxima alcanzada fue 109°C , y no hubo problemas de cristalización de la sal. Además, se observó que se puede trabajar con $t_{eg}=120^\circ\text{C}$ y $t_e=10^\circ\text{C}$ cuando $t_c=50^\circ\text{C}$.
- Durante el período de ensayo, el rendimiento medio de la instalación solar resultó ser 0,12; el CEE medio fue 0,53 y el rendimiento medio global 0,08. Si se tiene en cuenta el consumo eléctrico de la instalación estos valores, en términos de energía primaria, disminuyen un 8,3%, un 26 % y un 5%, respectivamente.
- Conforme ha ido aumentando la Q_t del edificio, se ha aumentado la potencia frigorífica del prototipo variando las condiciones nominales. De esta manera se ha obtenido que a medida que t_{ebs} aumenta, Q_e y CEE aumentan, y t_{se} permanece prácticamente constante en torno a 16°C . Con $t_{\text{ebs}}=35^\circ\text{C}$ se ha obtenido $Q_e=4,3\text{kW}$ y $\text{CEE}=0,6$. Con $t_{\text{ebs}}=38^\circ\text{C}$ se ha obtenido $Q_e=4,2\text{kW}$ y $\text{CEE}=0,68$.
- El día en el que se trabajó en condiciones de diseño, se pudo ver la tendencia decreciente de Q_e y CEE, así como el aumento de t_{se} , con el aumento de t_{ebs} .
- Se han dado correlaciones para t_a y t_c en función de t_{ebs} . De ellas se obtiene que, aproximadamente, t_a se encuentra entre 5°C y 7°C por encima de t_{ebs} , y t_c entre $10,7^\circ\text{C}$ y 11°C por encima de t_{ebs} .
- La disolución que circula por el ICET, tras ceder la potencia de absorción al aire exterior, retorna al absorbedor con un Δt_{sub} medio de 4°C .
- La eficiencia del recuperador de calor de la disolución fue 0,75. Con él se consigue que la disolución diluida entre al generador con temperaturas próximas a t_{iebull} y se requiera menos Q_g .
- La energía solar mínima sobre los colectores, $G_{\text{col}(\text{min})}$, para iniciar el aporte de calor al tanque de almacenamiento está en torno a 700Wh/m^2 y la $I_{\text{col}(\text{min})}$ en el arranque de la bomba B_2 es 550W/m^2 , aproximadamente.

7.10 Nomenclatura

C	capacitancia térmica, kW/K
CEE	coeficiente de eficiencia energética
cp	calor específico a presión constante, kJ/kgK
E	energía, Wh
FS	fracción solar
G	energía solar, Wh/m ²
I	radiación solar, W/m ²
ICP	intercambiador de calor de placas
ICET	intercambiador de calor exterior de tubos aleteado
M	caudal, m ³ /h
m	flujo másico, kg/s
P	presión, bar
Q	potencia térmica, kW
t	temperatura, °C
X	concentración de LiBr, %

subíndices

a	absorbedor
c	condensación
col	colector
con	concentrada
d	demanda
dil	diluida
e	evaporador
ebs	exterior de bulbo seco
ecol	entrada al colector
ee	entrada al evaporador
eg	entrada al generador
etan	entrada del secundario al tanque
fcol	fluido de los colectores
febull	final de ebullición
fsec	fluido del circuito secundario
g	generador
iebull	inicio de ebullición
int	interior
max	máximo
min	mínimo
prim	primario
prot	prototipo
rec	recuperador
safe	salida del aire del fancoil
scol	salida del colector
se	salida del evaporador
sec	secundario
sg	salida del generador
stan	salida del secundario del tanque
sub	subenfriamiento
t	térmica

griegas

ε	eficiencia
η	rendimiento
Δ	incremento

Capítulo 8: Comparación: sistema re-cooling frente a sistema directo

Contenido

- 8.1 *Introducción*
 - 8.2 *Variables ambientales y de proceso*
 - 8.3 *Instalación solar*
 - 8.4 *Máquinas de absorción*
 - 8.5 *Fancoil*
 - 8.6 *Rendimiento global*
 - 8.7 *Conclusiones*
 - 8.8 *Nomenclatura*
-

8.1 *Introducción*

A continuación se realizará una comparación de las dos máquinas de absorción condensadas por aire presentadas en esta tesis: una máquina comercial con sistema re-cooling y un prototipo del CSIC con absorbedor adiabático y con sistema directo de condensación. Para la comparación se elige un día de experimentación con cada máquina con similares variables ambientales, con la misma fuente de calor (campo de colectores solares) y el mismo modo de climatización (fancoil). También se evaluará la influencia de las máquinas de absorción en el conjunto de la instalación.

8.2 *Variables ambientales y de proceso*

8.2.1 *Variables ambientales*

Por un lado, por tratarse de instalaciones que utilizan la energía solar como fuente de calor se han elegido días claros con radiación solar máxima en torno a 1.000W/m^2 . Por otro lado, dado que se trata de comparar dos máquinas condensadas por aire, se han elegido días con un perfil similar de temperatura de entrada del aire de enfriamiento, con un máximo en torno a 37°C . También se ha tenido en cuenta que la velocidad del viento para ambos días fuera similar, ya que influye en las pérdidas de calor en los colectores y en general en toda la instalación.

Los días elegidos son el 25 de agosto de 2008 para la instalación con máquina comercial y el 28 de agosto de 2009 para la instalación con prototipo. En la figura 8.1 se muestra la radiación solar sobre el plano de los colectores para ambos días. La energía solar incidente el 25 de agosto fue 319 kWh, y el 28 de agosto fue 316,7 kWh.

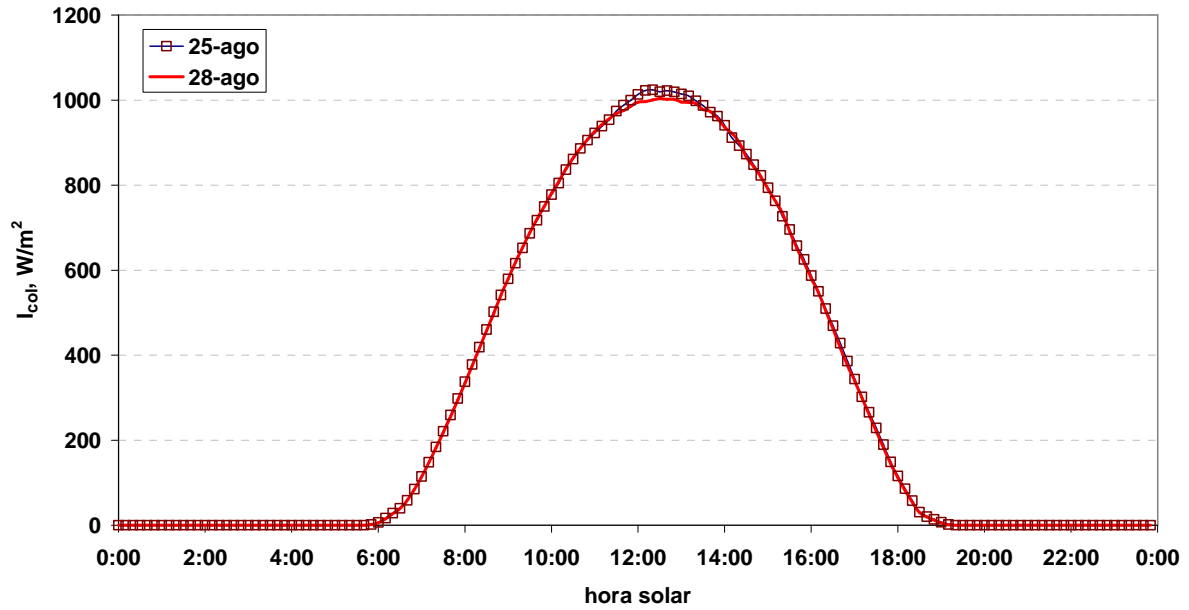


Figura 8.1 Radiación solar sobre los colectores.

En la figura 8.2 se muestra la temperatura de entrada del aire de enfriamiento, t_{ebs} . En el caso de la máquina comercial con *sistema re-cooling*, es la temperatura del aire de entrada al aerotermo, (t_{15} , figura 3.10). La máxima alcanzada fue 36,5°C. En el caso del prototipo del CSIC con *sistema directo*, es la temperatura del aire de entrada al ICET (t_{15} , figura 7.2). La máxima alcanzada fue 37,7°C.

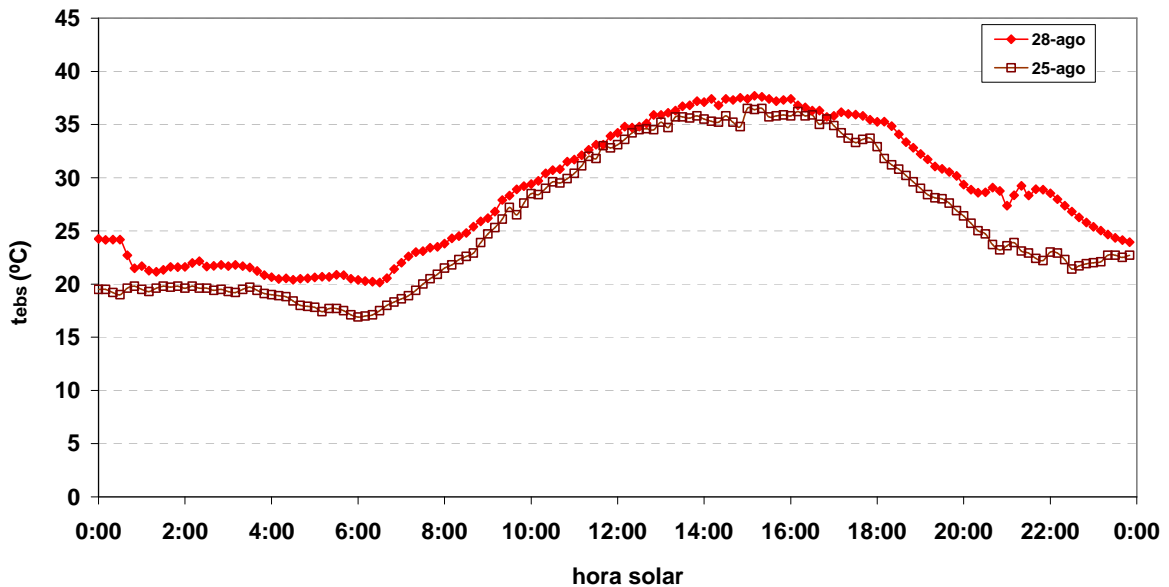


Figura 8.2 Temperatura de entrada del aire de enfriamiento.

En la figura 8.3 se muestra la carga térmica, Q_t , para ambos días. El local a climatizar es el mismo que en capítulos anteriores y el cálculo de Q_t se ha hecho según las ecuaciones (4.1)-

(4.6). En una jornada laboral de 7:00h hasta las 19:00h, la demanda de frío el día 25 de agosto de 2008 fue 42 kWh y el 28 de agosto de 2009 fue 43,5kWh.

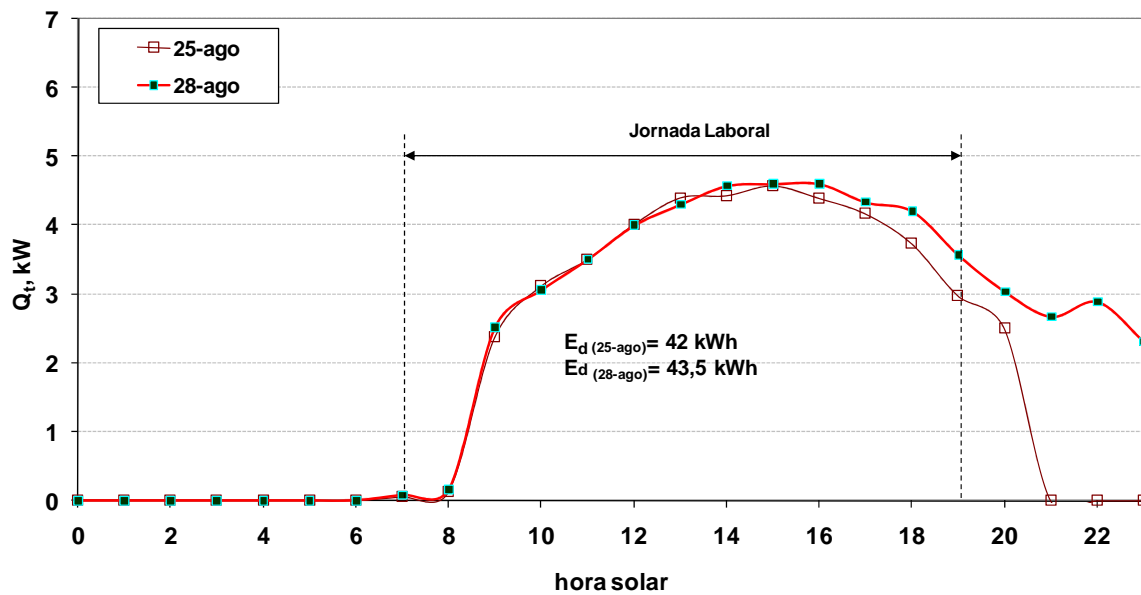


Figura 8.3 Carga térmica.

En la figura 8.4 se muestra la velocidad del viento para cada día. El 25 de Agosto la velocidad media durante la jornada laboral fue 1,4 m/s, mientras que el 28 de Agosto fue 1 m/s.

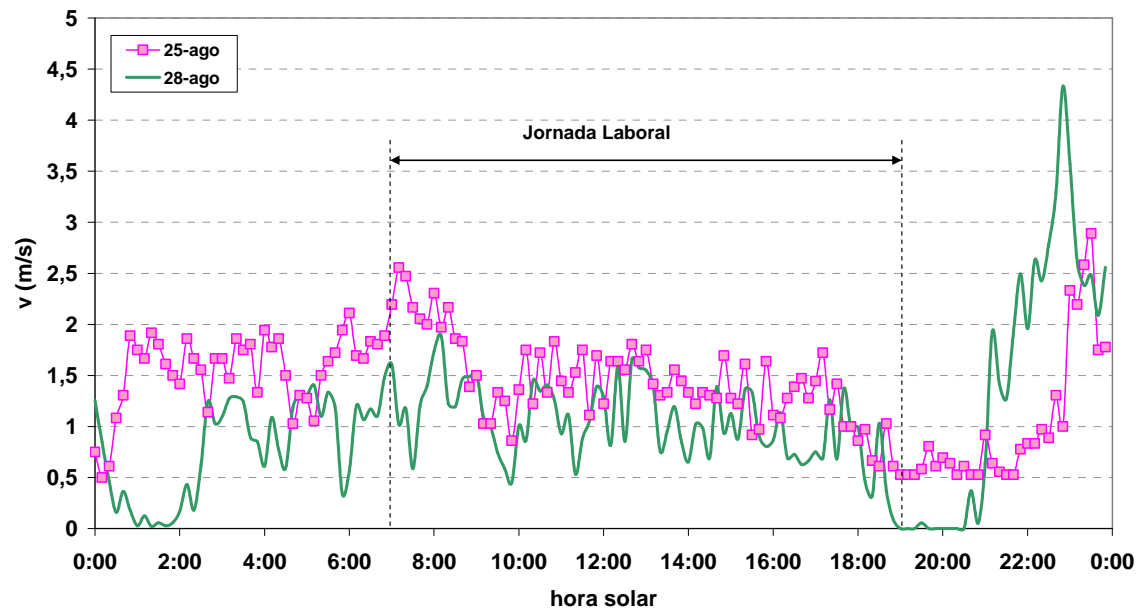


Figura 8.4 Velocidad del viento.

8.2.2 Variables de proceso

Las variables de proceso utilizadas para esta comparativa han sido temperaturas y caudales.

Temperaturas:

- *Instalación solar:*

- Entrada y salida del fluido de los colectores: t_{ecol} , t_{scol}
- Entrada y salida del fluido del secundario al tanque: t_{etan} , t_{stan}
- *Máquinas de absorción:*
 - Entrada y salida del fluido del generador: t_{eg} , t_{sg}
 - Entrada y salida del agua del evaporador: t_{ee} , t_{se}
 - Entrada aire al aerotermo (máquina comercial) y al ICET (prototipo): t_{ebs}
 - Salida del aire del aerotermo (máquina comercial) y del condensador (prototipo): t_{16}
 - Entrada y salida del agua del aerotermo (máquina comercial): t_{13} , t_{11}
 - Absorción (prototipo): t_a
 - Condensación (prototipo): t_c
- *Local:*
 - Entrada y salida del aire del fancoil: t_{int} , t_{safe}

Caudales

- *Instalación solar:*
 - Circuito primario: M_{fcol}
 - Circuito secundario: M_{sec}
- *Máquinas de absorción:*
 - Aire: M_{aire}
 - Circuito caliente: M_g
 - Circuito frío: M_e
 - Circuito de enfriamiento (máquina comercial): M_{aer}

En la figura 8.5 se puede ver, al fondo de la imagen, la instalación solar (campo de colectores y tanque de almacenamiento). En primer plano se encuentra el prototipo, y detrás de él, la máquina comercial.



Figura 8. 5 Instalaciones globales: con máquina comercial y con prototipo.

8.3 Instalación solar

A continuación se muestran temperaturas, caudales, potencias y rendimientos de la instalación solar en ambas aplicaciones.

Se utilizó agua con etilenglicol al 30% y al 10% para el circuito primario y secundario, respectivamente. El caudal del primario fue $M_{fcol}=1,62 \text{ m}^3/\text{h}$, y el del secundario $M_{sec}=1,32 \text{ m}^3/\text{h}$, aproximadamente, en ambas instalaciones.

8.3.1 Colectores

En la figura 8.6 se muestra la temperatura de entrada y salida del fluido. En el caso de la instalación con máquina comercial, la t_{scol} máxima es igual a $103,2^\circ\text{C}$. Por su parte, en la instalación con el prototipo del CSIC, la t_{scol} máxima fue $113,1^\circ\text{C}$. Es decir, con el prototipo del CSIC, los colectores solares trabajan a temperaturas más altas (alrededor de 10°C) que con la máquina comercial.

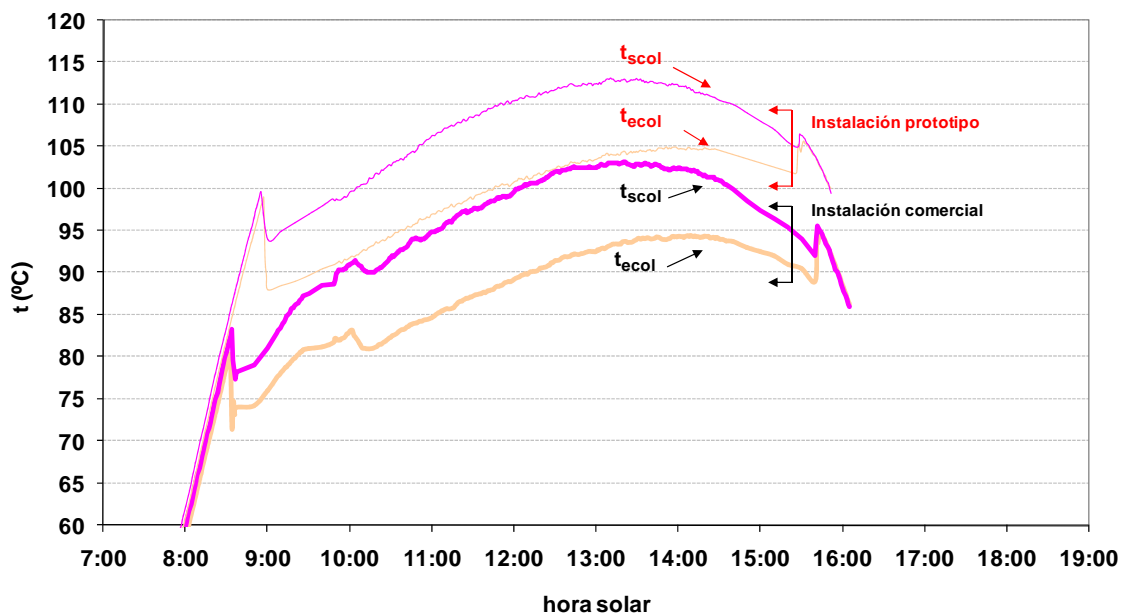


Figura 8.6 Temperatura de entrada y salida del fluido de colectores.

En la figura 8.7 se muestra Q_{fcol} y el valor de la energía diaria del fluido de los colectores. Con la máquina comercial esta energía fue 106kWh , y con el prototipo del CSIC fue 99kWh .

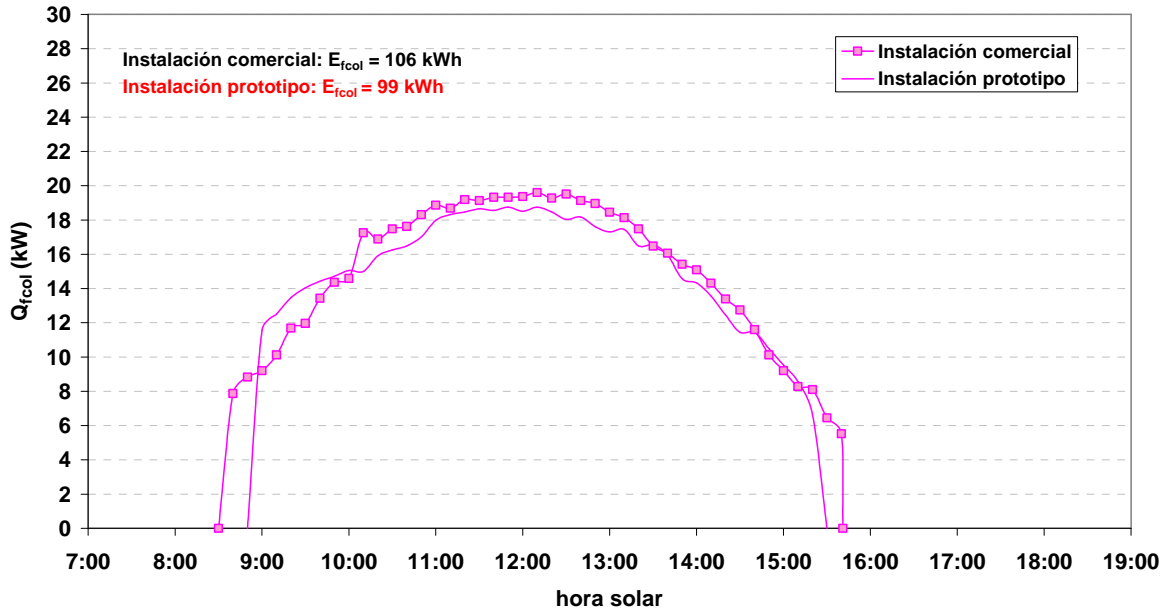


Figura 8.7 Potencia del fluido de los colectores.

En la figura 8.8 se muestra η_{col} , calculado a partir de la ecuación (6.4). El rendimiento medio diario con la máquina comercial fue 0,33, y utilizando el prototipo del CSIC fue 0,31. La diferencia entre ambos se debe a que el rendimiento de los colectores disminuye con el aumento de la temperatura del fluido de trabajo (ecuación 5.4).

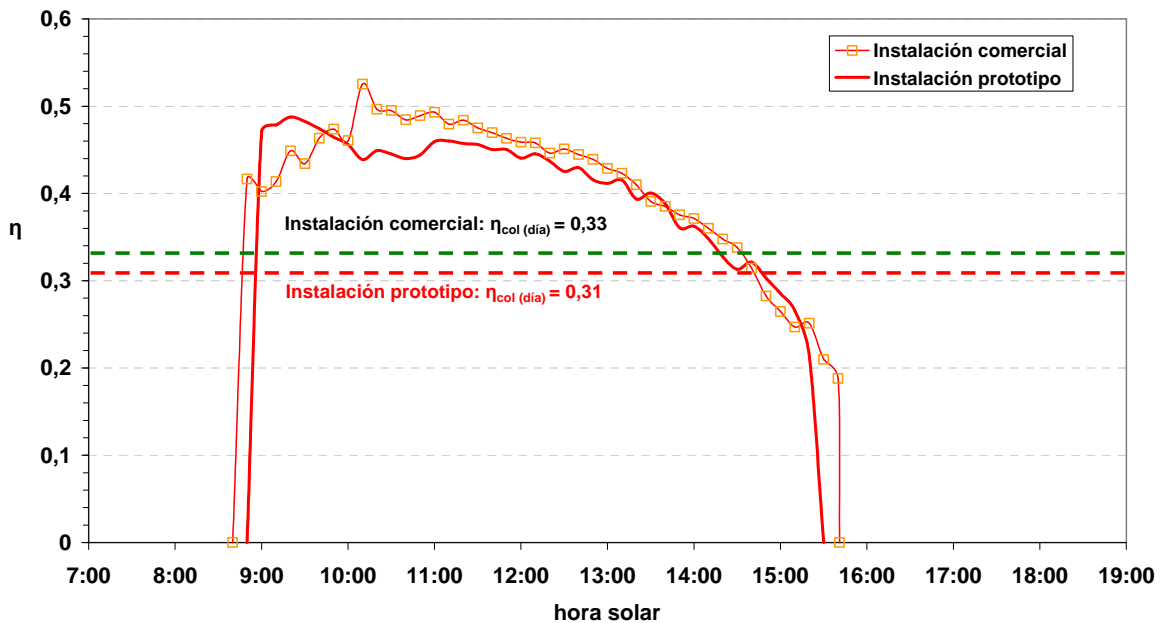


Figura 8.8 Rendimiento de colectores.

8.3.2 Tanque de almacenamiento

En la figura 8.9 se muestra la temperatura de entrada y salida del fluido del secundario al tanque.

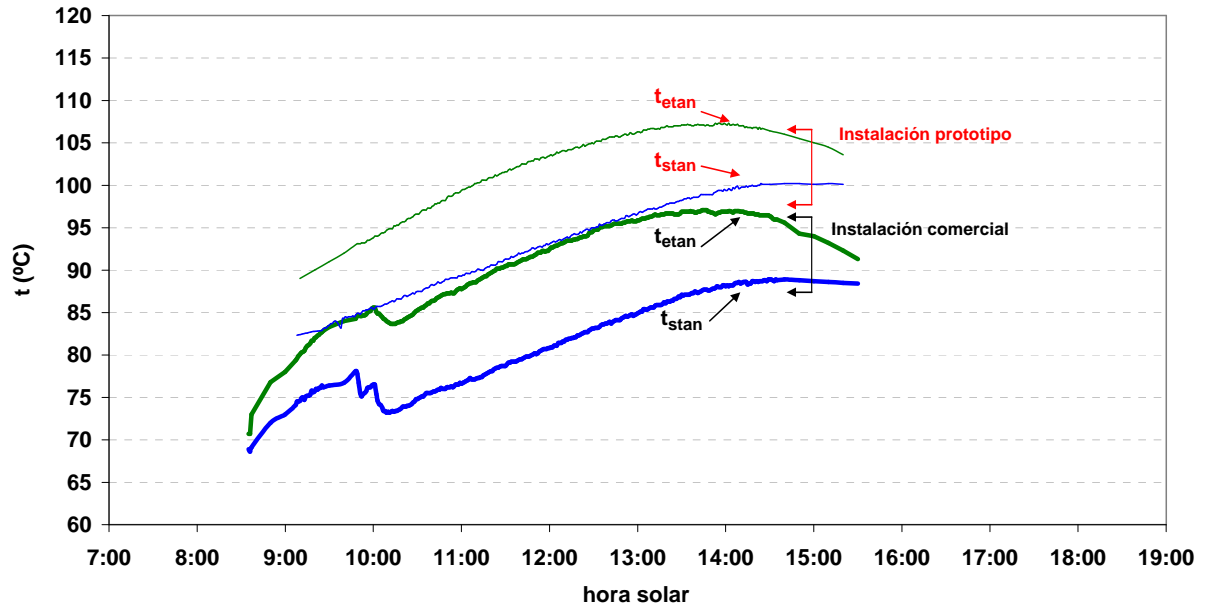


Figura 8.9 Temperatura de entrada y salida del fluido del secundario al tanque.

En el caso de la máquina comercial, la temperatura del fluido suministrado al tanque varió entre 76°C y 91°C. Sin embargo, con el prototipo del CSIC esta temperatura varió entre 89°C y 104°C. Es decir, con el prototipo del CSIC el nivel de temperatura del calor transferido al tanque es más elevado (en torno a 10°C). En la figura 8.10 viene representada Q_{etan} y la energía diaria transferida al tanque desde el secundario. Con la máquina comercial, esta energía fue $E_{etan}=93\text{kWh}$, mientras que con el prototipo del CSIC, $E_{etan}=86\text{kWh}$.

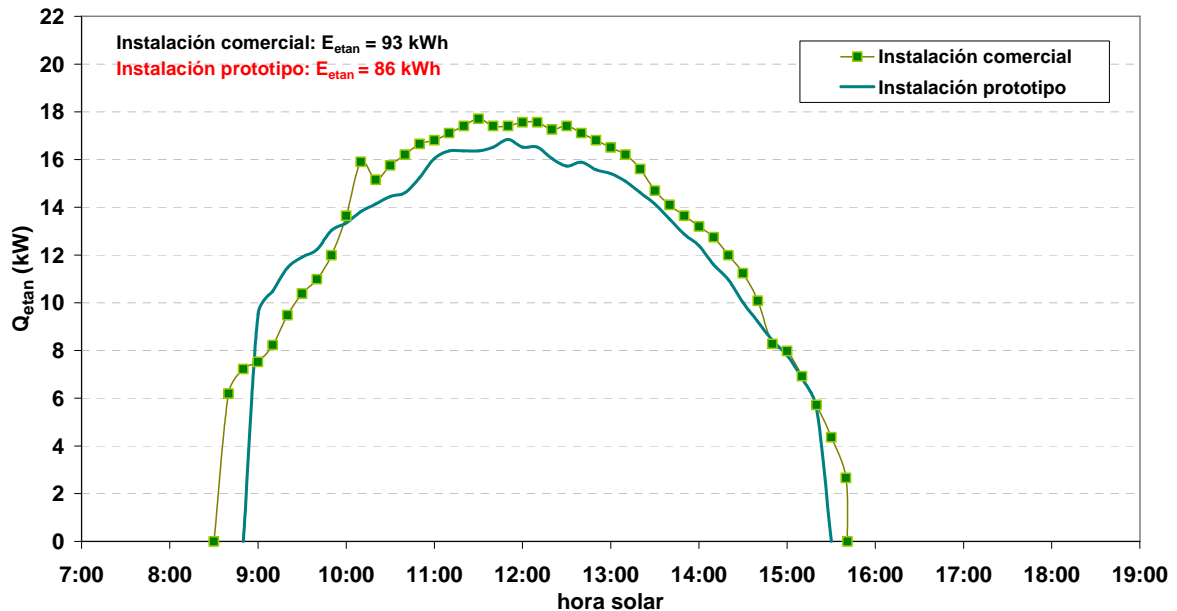


Figura 8.10 Potencia transferida al tanque.

En la figura 8.11 aparece η_{etan} calculada a partir de la ecuación (6.8). El valor medio diario para la instalación con máquina comercial fue 0,3, y utilizando el prototipo del CSIC fue 0,27.

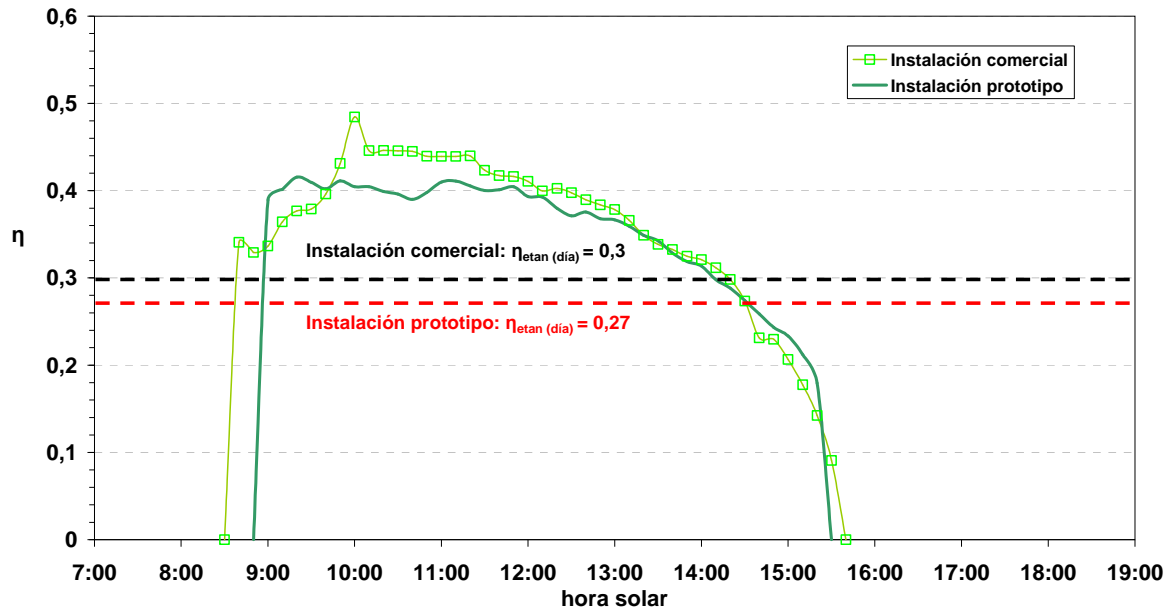


Figura 8.11 Relación entre potencia transferida al tanque y radiación solar incidente.

En la figura 8.12 se ha representado, la radiación solar incidente sobre los colectores, I_{col} , y el umbral de energía solar para comenzar a transferir calor al tanque, $G_{col(min)}$. También se muestra la energía solar no aprovechada al final de cada día, G_{per} .

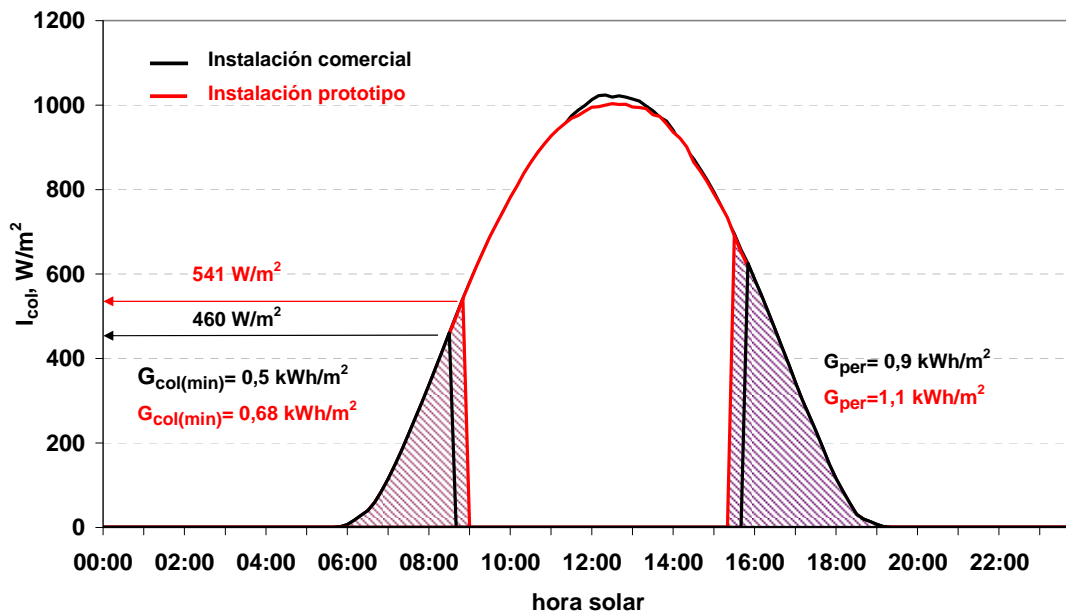


Figura 8.12 Radiación solar, umbral de energía solar y energía solar no aprovechada al final del día.

Utilizando la máquina comercial se necesita $G_{col(min)} = 0,5 \text{ kWh/m}^2$ de energía solar para comenzar a transferir calor al tanque. La $I_{col(min)}$ en el arranque de la bomba B_2 es 460 W/m^2 . Por su parte, si se utiliza el prototipo, la $G_{col(min)}$ es 0,68 kWh/m^2 , siendo la $I_{col(min)}$ en el arranque igual a 541 W/m^2 . Es decir, se comienza a transferir antes calor al tanque cuando se trabaja con la máquina comercial, debido a que la temperatura del fluido en el tanque al inicio

de la jornada laboral es menor. Por otro lado, utilizando el prototipo del CSIC se deja antes de transferir calor al tanque debido a las altas temperaturas que éste alcanza.

8.3.3 Rendimiento

En la figura 8.13 se muestra η_{solar} , calculado según la ecuación (6.6).

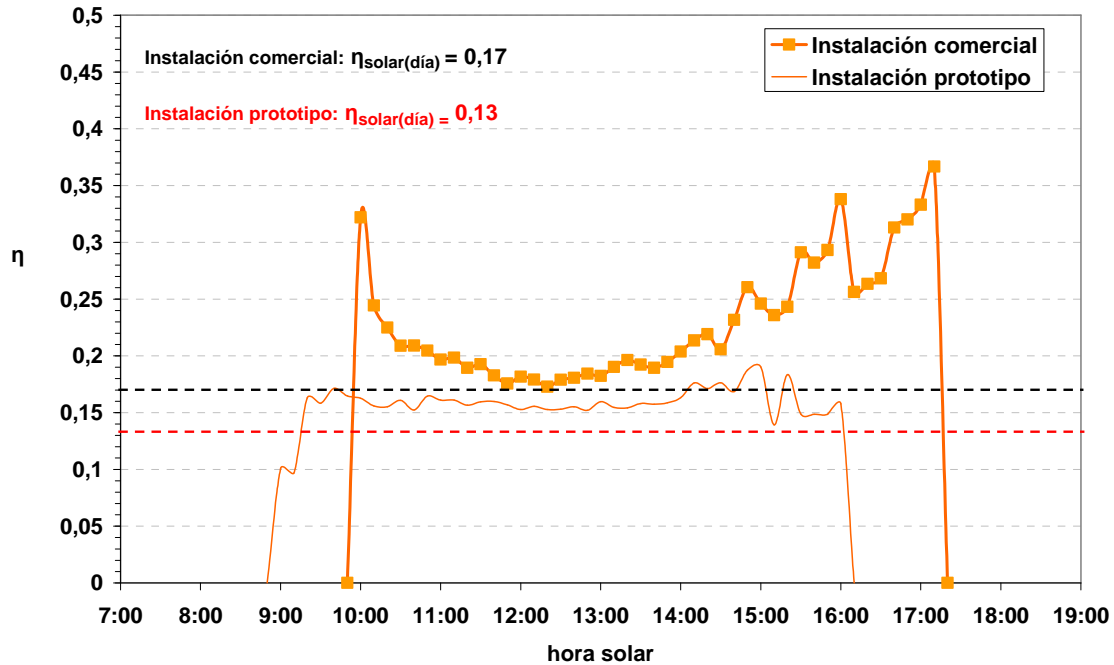


Figura 8.13 Rendimiento de la instalación solar.

El η_{solar} medio diario utilizando la máquina comercial fue 0,17, mientras que con el prototipo del CSIC fue 0,13. Es decir, trabajando con la máquina comercial, se transfiere más calor al generador, aunque a menor temperatura, que cuando se utiliza el prototipo del CSIC.

8.4 Máquinas de absorción

A continuación se comparan las dos máquinas de absorción a partir de los resultados obtenidos de sus fluidos exteriores. Se muestran temperaturas, caudales y potencias en el generador, el evaporador y en el conjunto absorbedor-condensador. También se muestra el CEE.

8.4.1 Generador

En la figura 8.14 se muestra el caudal de agua con etilenglicol al 10%, con un valor medio de 0,72 m³/h para la máquina comercial y de 1,04 m³/h para el prototipo del CSIC.

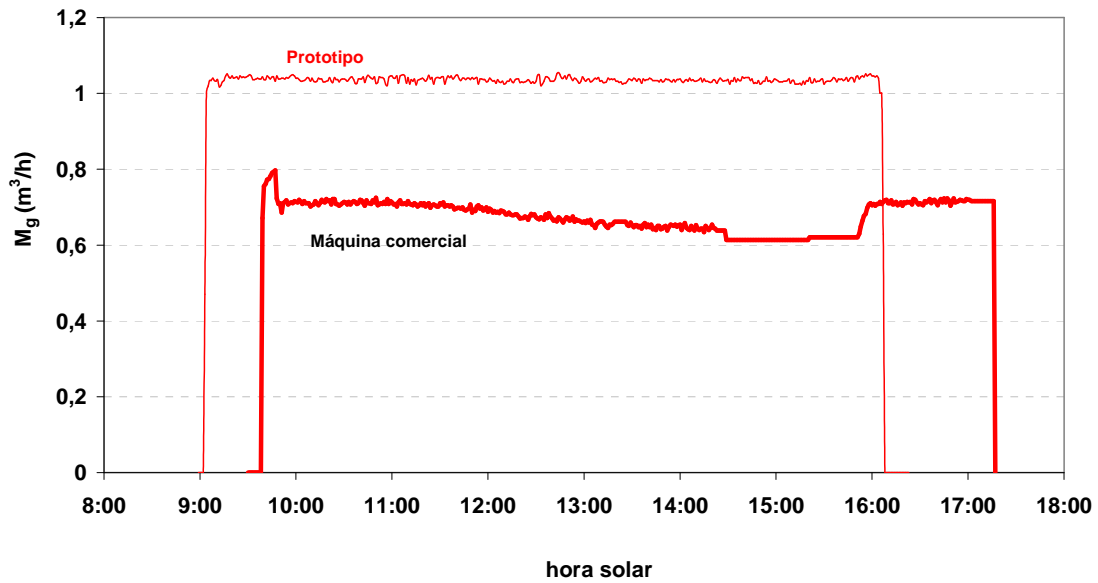


Figura 8.14 Caudal del fluido caliente al generador.

En la figura 8.15 se muestran las temperaturas de entrada y salida. El rango de temperatura de entrada al generador con la máquina comercial fue $76^{\circ}\text{C} \leq t_{eg} \leq 95,5^{\circ}\text{C}$, mientras que con el prototipo del CSIC, t_{eg} se mantuvo entre 90°C y 106°C . Se observa también que se puede alimentar antes el generador debido a que el tanque se encuentra a una temperatura más elevada.

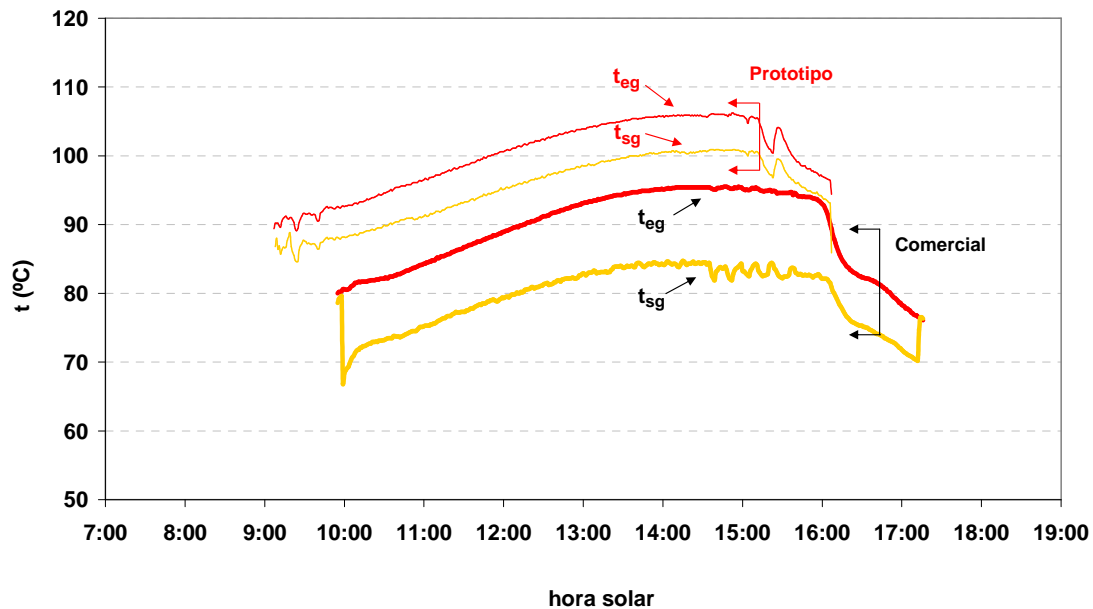


Figura 8.15 Temperaturas de entrada y salida del fluido caliente en el generador.

En la figura 8.16 se muestra Q_g . En el caso de la instalación con máquina comercial, el intervalo de transferencia de potencia al generador transcurre entre las 10:00h y las 17:00h. La Q_g media fue 8kW y la energía total aportada, $E_{gen}= 55,5\text{kWh}$. En el caso del prototipo CSIC,

la transferencia de calor ocurre entre las 9:00h y las 16:00 h, siendo la Q_g media igual a 6kW y $E_{gen}= 40,1kWh$.

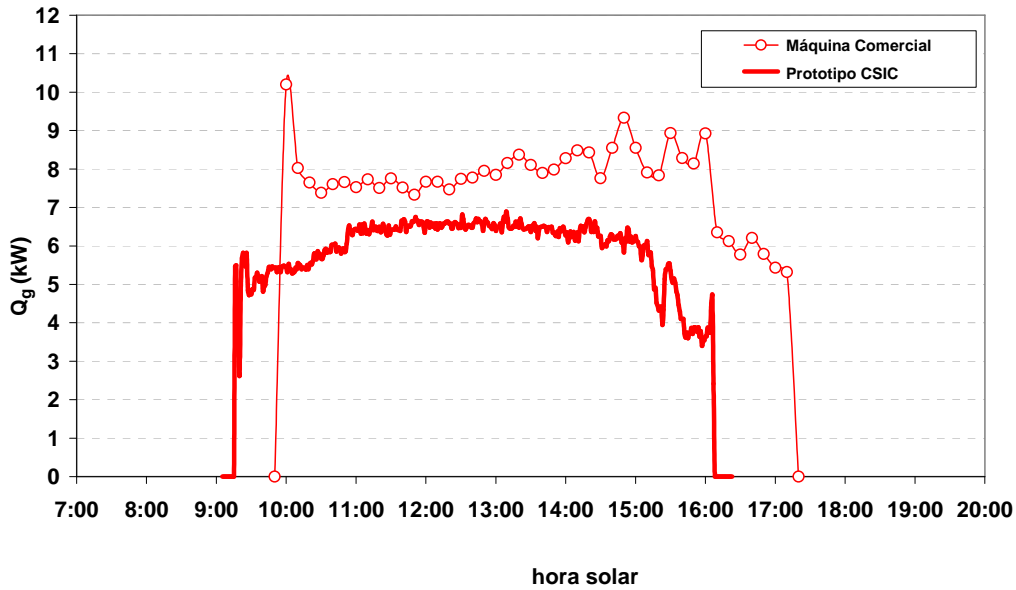


Figura 8.16 Potencia en el generador.

Se observa que la potencia del generador en la máquina comercial es más alta que en el prototipo. Esto puede ser debido a que el recuperador de calor del prototipo tiene una mayor eficiencia que el recuperador de la máquina comercial, haciendo así que se demande menos potencia en el generador. En la máquina comercial no es posible saber la eficiencia del recuperador debido a que no es posible medir las temperaturas y caudales de la disolución. Sin embargo, en el prototipo sí fue posible realizar estas mediciones, y se comprobó que su eficiencia era del 75 %.

8.4.2 Evaporador

En la figura 8.17 se muestra M_e . El caudal medio de agua fue $1,7 \text{ m}^3/\text{h}$ y $0,98 \text{ m}^3/\text{h}$ para la máquina comercial y el prototipo, respectivamente.

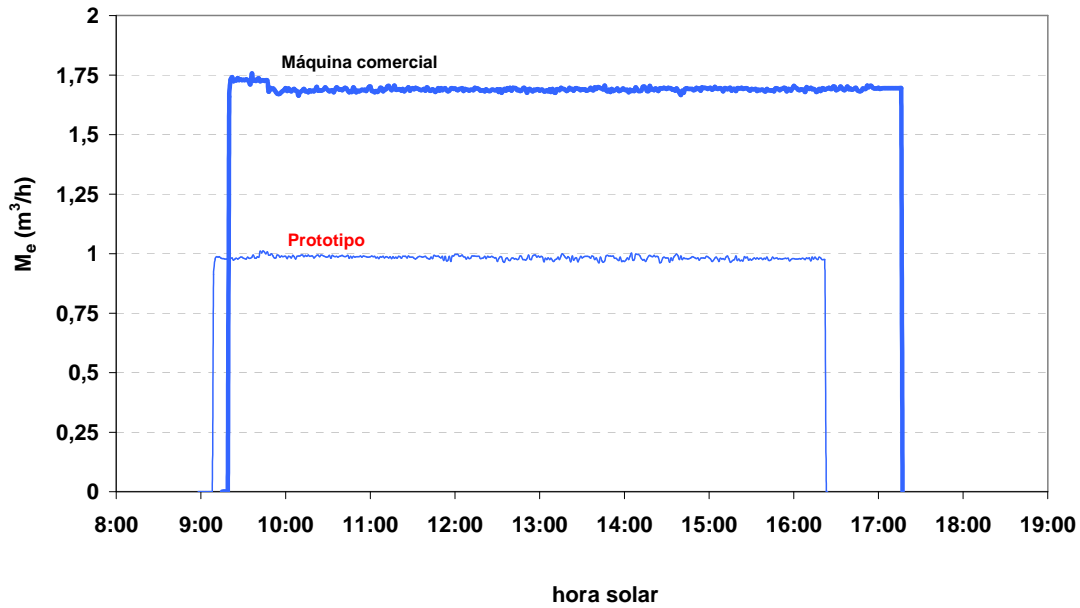


Figura 8.17 Caudal de agua fría en el evaporador.

En la figura 8.18 se muestran las temperaturas de entrada y salida del agua.

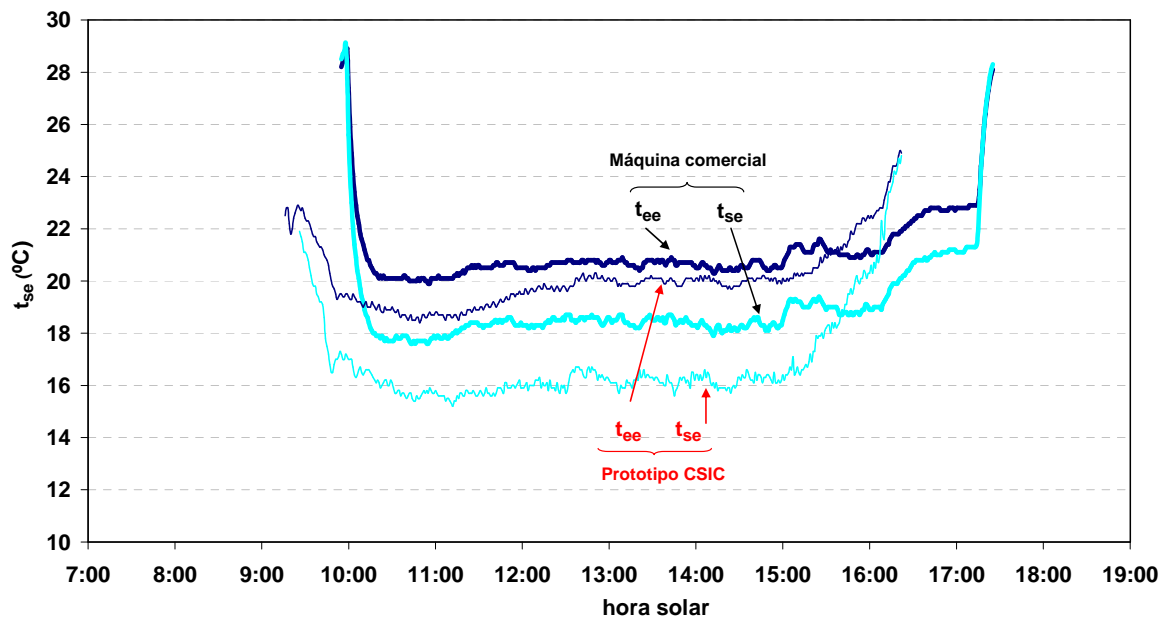


Figura 8.18 Temperatura de entrada y salida del agua fría en el evaporador.

Con la máquina comercial se enfría el agua en torno a 18 $^{\circ}C$, mientras que con el prototipo del CSIC se consigue t_{se} en torno a 16 $^{\circ}C$.

Finalmente, se observa que la máquina comercial deja de funcionar, según su control automático, cuando $t_{eg}=76^{\circ}C$. En ese momento $t_{ebs}=35^{\circ}C$ y $t_{se}= 21,4^{\circ}C$. Sin embargo, el prototipo deja de funcionar con $t_{ebs}=37,3^{\circ}C$ y $t_{eg}=88^{\circ}C$, siendo $t_e= 10,7^{\circ}C$ y $t_{se}=20,7^{\circ}C$.

En la figura 8.19 aparece representada Q_e . Con la máquina comercial la Q_e máxima fue 4,6 kW, el frío total producido en el evaporador fue $E_e=30,5$ kWh, y la $FS=73\%$. Por su parte, con el prototipo del CSIC, la Q_e máxima fue 4,9 kW; $E_e= 25,1$ kWh, y la $FS= 58\%$. La máquina comercial produce más frío, pero a un nivel de temperatura más alto que el prototipo.

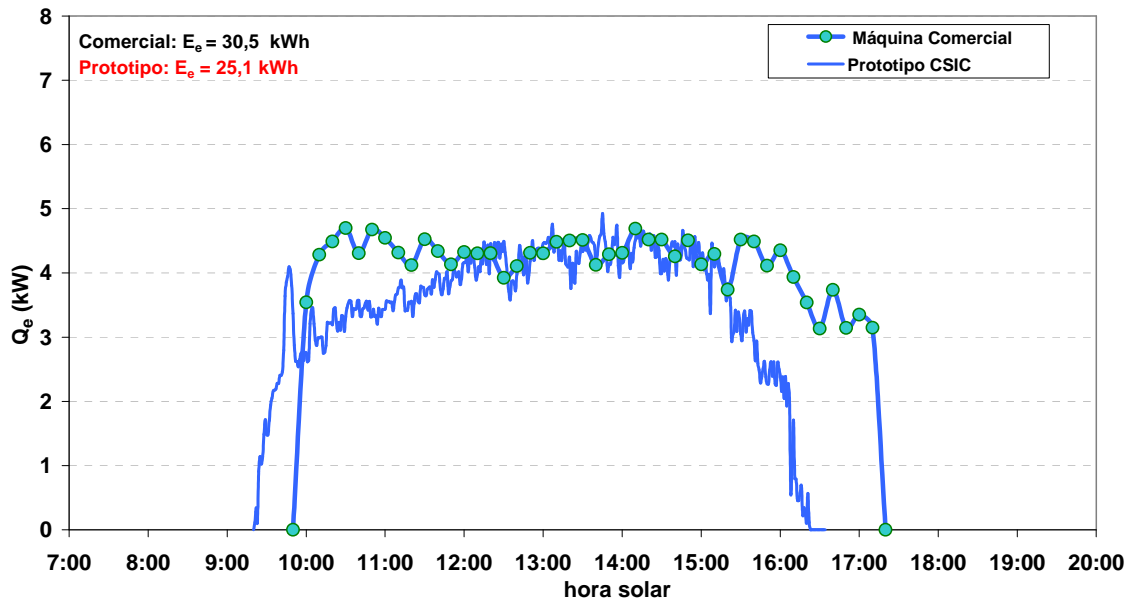


Figura 8.19 Capacidad frigorífica en el evaporador.

Con las dos instalaciones se puede alcanzar la capacidad frigorífica nominal de las máquinas de absorción (4,5kW) con temperatura del aire de enfriamiento en torno a 36°C.

8.4.3 Absorbedor-Condensador

En la figura 8.20 se muestran los caudales de los fluidos exteriores que intervienen en la transferencia del calor de absorción y condensación al aire exterior. En la máquina comercial, el caudal medio del agua de enfriamiento fue 2,1 m³/h, y el de aire en torno a 6.200 m³/h. Por su parte, el caudal medio de aire en el prototipo fue 6.000 m³/h.

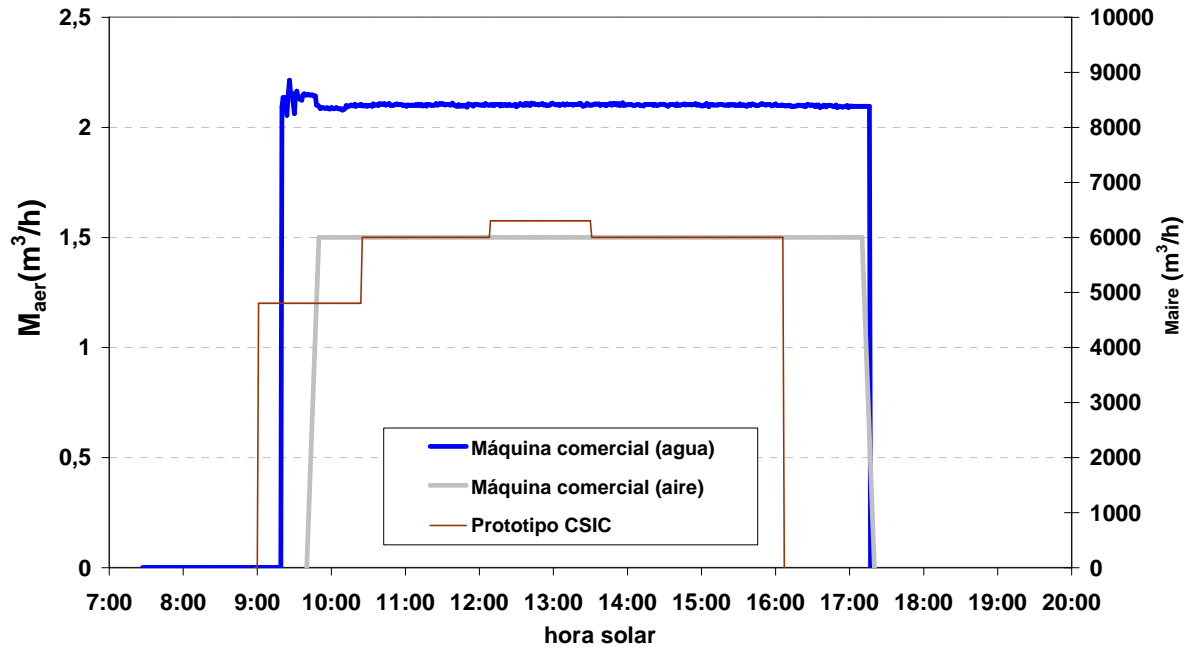


Figura 8.20 Caudal de aire y de agua en el sistema re-cooling y caudal de aire en el sistema directo.

En la máquina comercial no fue posible medir la temperatura de condensación y de absorción. Sin embargo, sí pudo medirse la temperatura del agua de enfriamiento de estos dos componentes. En la figura 8.21 se muestran, las temperaturas de entrada y salida del aire y del agua de enfriamiento a su paso por el aerotermo del sistema re-cooling.

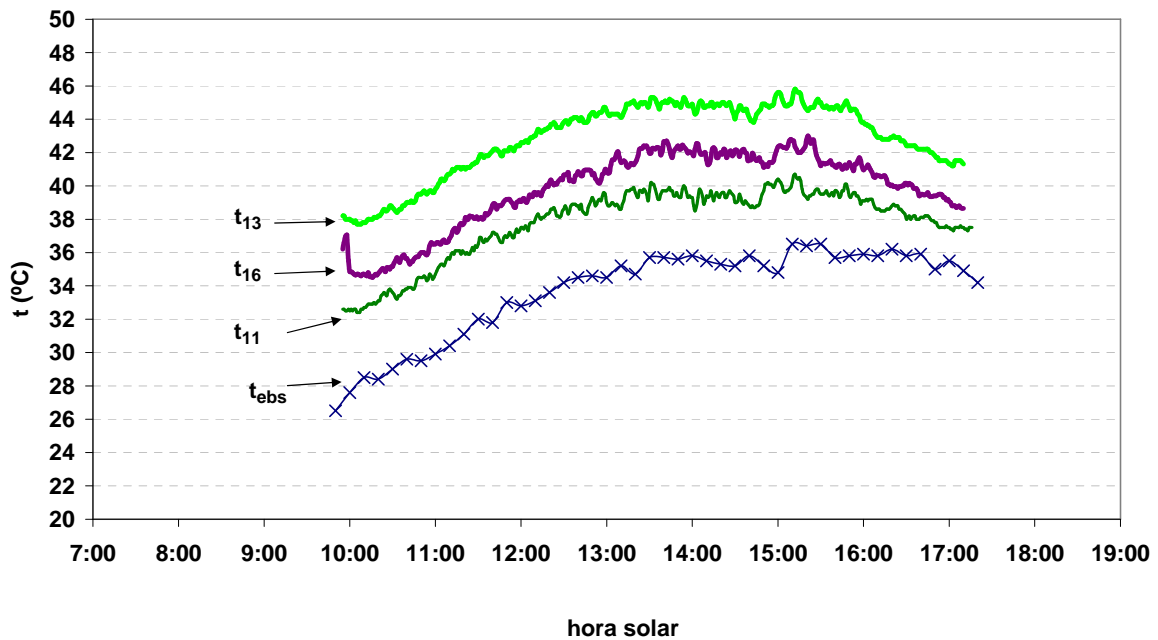


Figura 8.21 Temperaturas de entrada y salida del agua y del aire en el aerotermo.

Al aerotermo, entra el agua de enfriamiento, procedente de enfriar en serie el absorbedor y el condensador, a una temperatura t_{13} , que es aproximadamente $t_{ebs} + 10^{\circ}C$. En el aerotermo, el agua cede el calor de absorción y condensación al aire exterior y se enfría hasta una

temperatura t_{11} , que es aproximadamente $t_{\text{ebs}} + 4,5^{\circ}\text{C}$. Seguidamente, entra de nuevo al absorbedor para repetir el proceso. Se sabe que, por tratarse de intercambiadores de área finita, existe una diferencia de temperatura entre el fluido caliente y el fluido frío, dt_{inter} . Por tanto, t_c se estima que debe ser $t_c \approx t_{\text{ebs}} + 10^{\circ}\text{C} + dt_{\text{inter}}$, y $t_a \approx t_{\text{ebs}} + 4,5^{\circ}\text{C} + dt_{\text{inter}}$.

La figura 8.22 representa, para el prototipo del CSIC, la temperatura de entrada del aire al ICET, la salida del aire del condensador, y las temperaturas t_c y t_a .

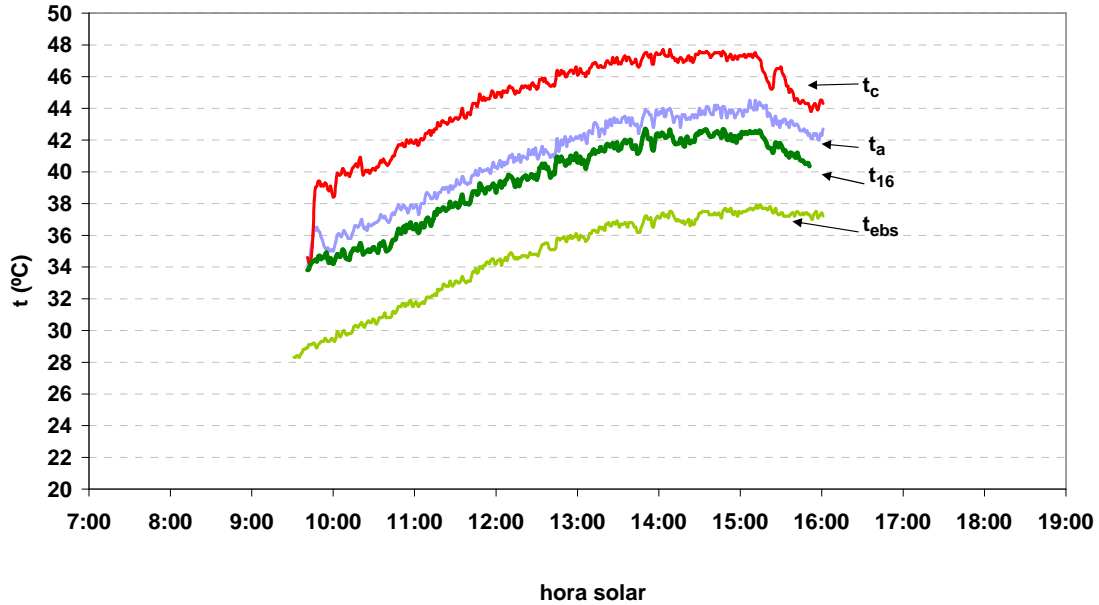


Figura 8.22 Temperaturas de entrada y salida del aire de enfriamiento, temperatura absorción y condensación.

De la figura se obtiene que t_c se encuentra entre 10°C y 11°C por encima de t_{ebs} , mientras que t_a es entre 5°C y 7°C superior a t_{ebs} . El aire exterior, tras recibir el calor de absorción y condensación, aumenta su temperatura 5°C . En la figura 8.23 se muestra la potencia transferida al aire exterior. La energía a disipar en la máquina comercial ($E_{a+c}=91\text{kWh}$) es superior que en el prototipo ($E_{a+c}=64\text{kWh}$) debido, fundamentalmente, a que es mayor la potencia en el generador.

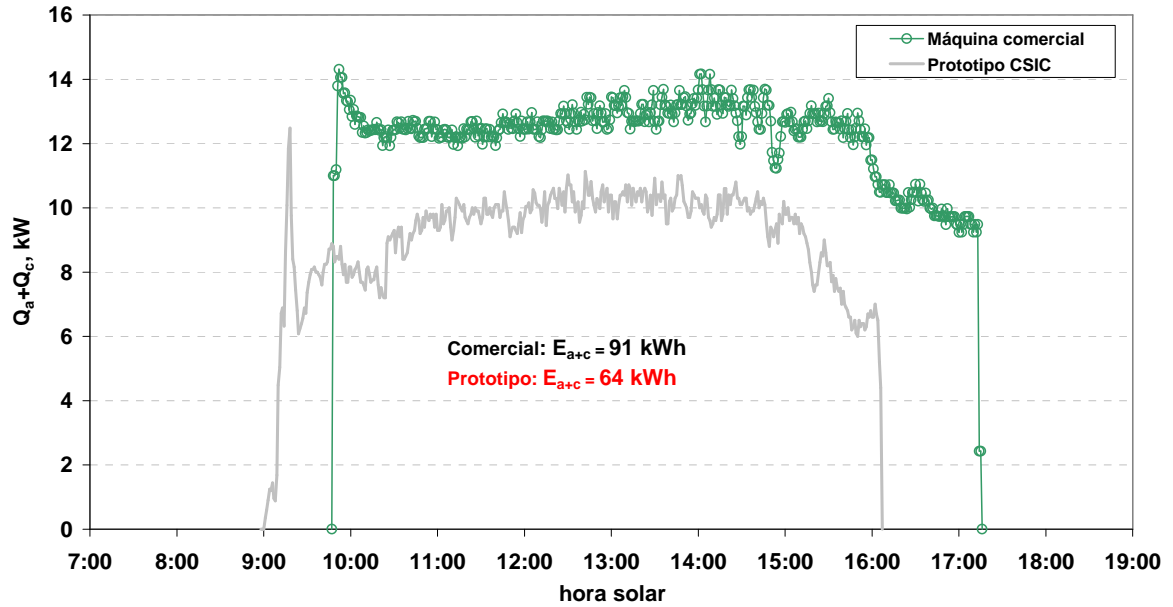


Figura 8.23 Potencia transferida al aire exterior.

8.4.4 CEE

En la figura 8.24 se muestra el CEE térmico, obtenido a partir de la ecuación (2.2). El valor medio diario para la máquina comercial fue 0,55, mientras que para el prototipo fue 0,62.

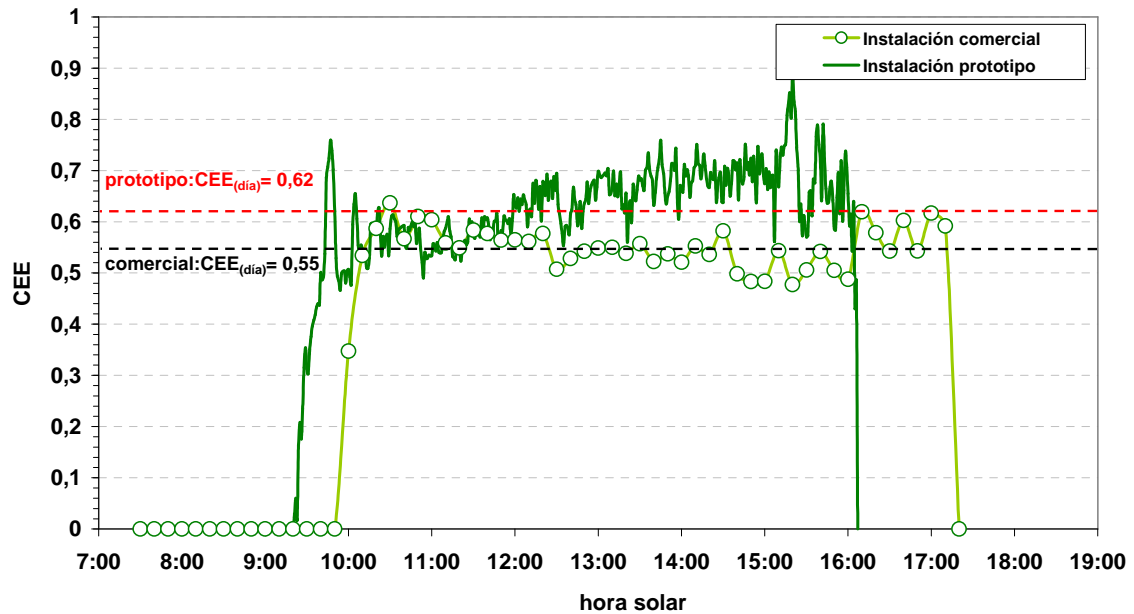


Figura 8.24 CEE térmico.

El CEE_{elec} se muestra en la figura 8.25. Para su obtención se ha tenido en cuenta la potencia de los equipos auxiliares. En la máquina comercial se contabilizó la potencia de la bomba de circulación del agua fría, la bomba de circulación del agua de enfriamiento del sistema re-cooling, el ventilador y el tambor giratorio; en total 1.200W. En términos de energía primaria, el total de los equipos auxiliares fue 17,4 kWh. Por su parte, para el prototipo CSIC se consideró la bomba de circulación del agua fría, la bomba de impulsión de la disolución al generador, la bomba de impulsión de la disolución al intercambiador de tubos aleteado (ICET) y el ventilador; en total 700W. En términos de energía primaria, se utilizaron 12,8kWh. El valor del CEE_{elec} medio diario, considerando estos consumos y aplicando la ecuación 2.4, fue 0,42 para la máquina comercial, y 0,47 para el caso del prototipo del CSIC.

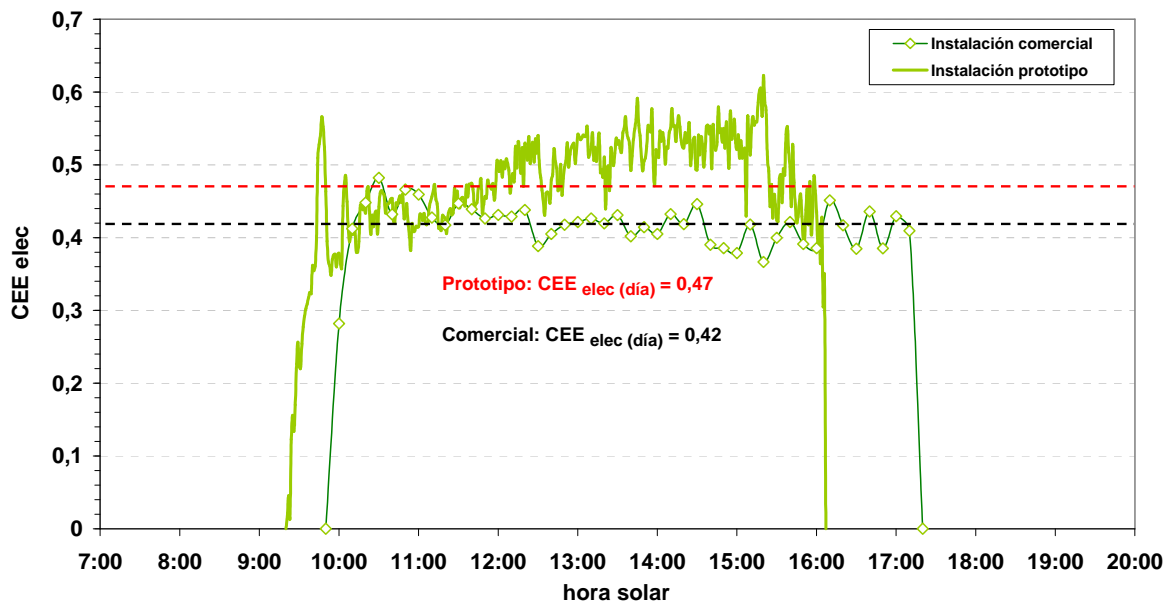


Figura 8.25 CEE eléctrico.

8.5 Fancoil

En la figura 8.26 se muestra la temperatura de entrada y salida del aire. En ambos casos, t_{int} se encuentra dentro del rango especificado por el RITE. Sin embargo, la diferencia entre t_{int} y t_{safe} en la instalación con máquina comercial, fue en torno a 3°C, mientras que en el caso de la instalación con el prototipo, se situó en torno a 6°C. Esto implica que, para igual potencia en el fancoil, se necesita mayor caudal de aire de impulsión en el primer caso que en el segundo.

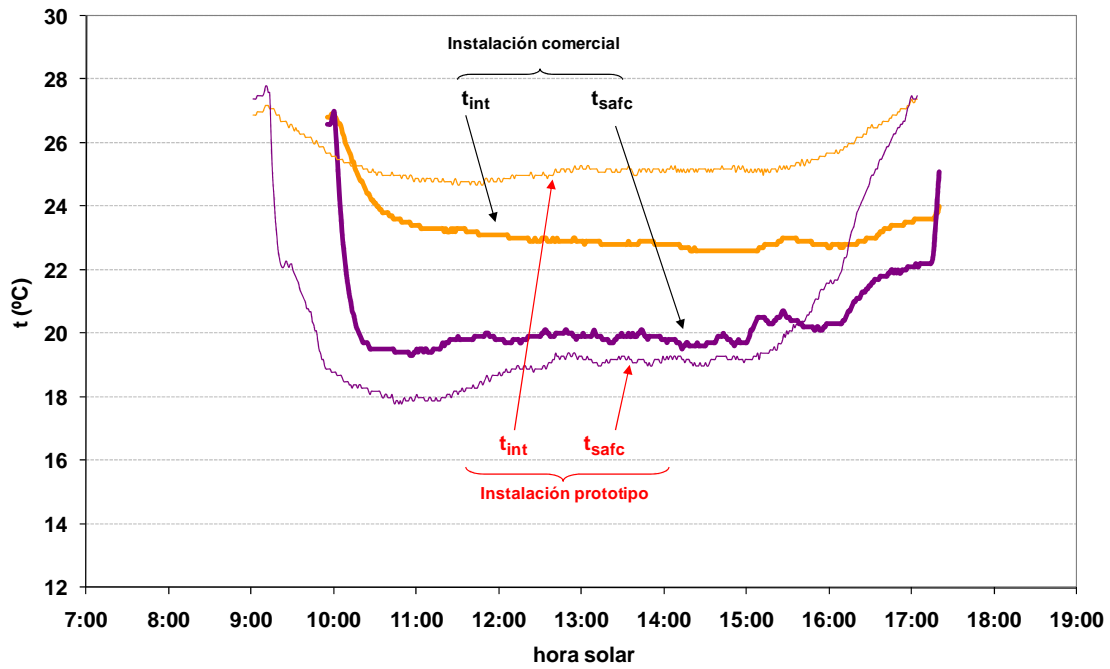


Figura 8. 26 Temperatura de entrada y salida del aire del fancoil del laboratorio.

8.6 Rendimiento global

En la figura 8.27 se muestra η_{global} a lo largo del día. El valor medio diario, utilizando la máquina comercial fue 0,09, siendo 0,08 el valor obtenido utilizando el prototipo.

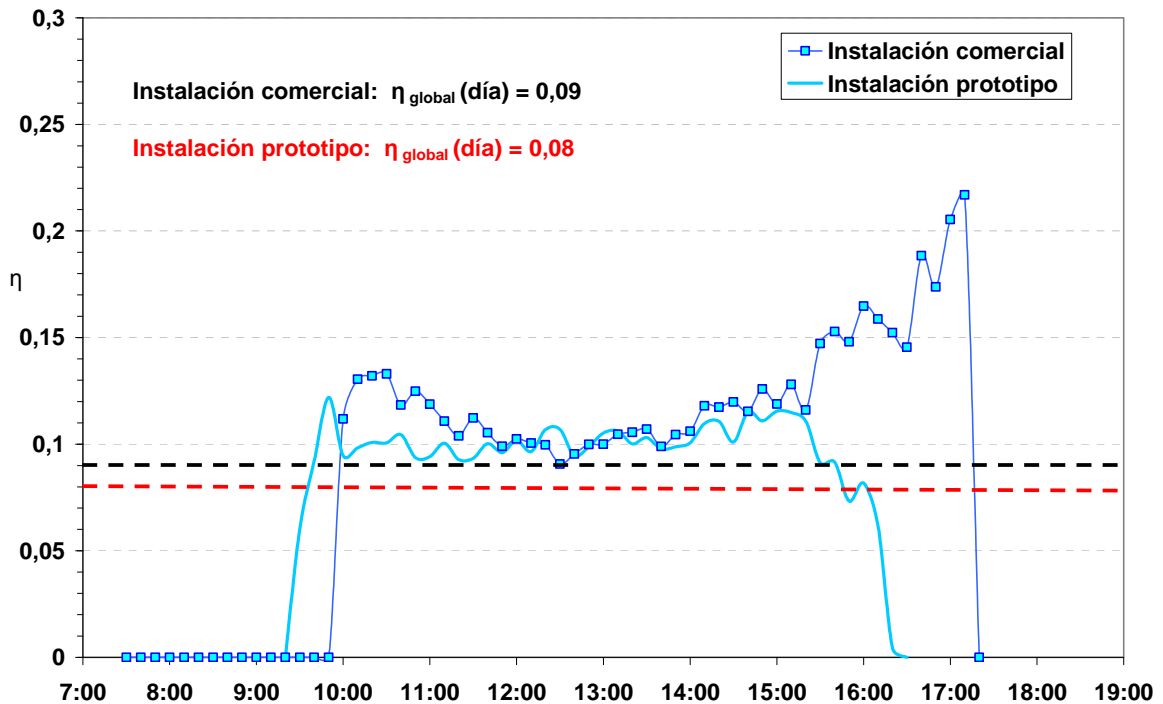


Figura 8.27 Rendimiento de la instalación global.

El aumento de η_{global} al utilizar la máquina comercial entre las 16:00h y las 18:00h se debe a que en ese intervalo, Q_e permaneció en torno a 3kW mientras I_{col} disminuía.

8.7 Conclusiones

A continuación, se resumen las diferencias entre la máquina comercial y el prototipo desde el punto de vista de los fluidos exteriores y del consumo eléctrico al climatizar un local de 40m². También se muestra su repercusión al trabajar como parte de una instalación de frío solar.

Máquina comercial:

- Los fluidos exteriores que utiliza son aire y tres circuitos hidráulicos: caliente, frío y enfriamiento del absorbedor-condensador. El calor de absorción y condensación se transfiere al aire exterior mediante el *sistema re-cooling*, formado por un circuito de agua de enfriamiento y un aerotermo.
- La potencia eléctrica necesaria para el funcionamiento de la máquina, 1.200W nominales, se reparte entre: la bomba del agua fría, la bomba del agua de enfriamiento absorbedor-condensador, un ventilador, el tambor giratorio.
- Se encuentra operativa si, $76^{\circ}\text{C} \leq t_{\text{eg}} \leq 105^{\circ}\text{C}$, los caudales de los circuitos hidráulicos se encuentran dentro del rango especificado por el fabricante, y si hay demanda de frío.
- Durante un día con t_{ebs} máxima igual a 36,5°C, se ha observado que:
 - El umbral de energía solar para que se comience a transferir calor al tanque de almacenamiento, $G_{\text{col(min)}}$, es en torno a 500Wh/m².
 - El rendimiento medio diario de los colectores fue 0,33, siendo la t_{scol} máxima igual a 103,2°C. Se transfirió calor al tanque durante siete horas, alcanzando una temperatura máxima de entrada de 97°C.
 - Se transfirió calor al generador durante siete horas, aproximadamente, y la t_{eg} máxima fue 95,5°C.
 - Con $t_{\text{ebs}}=35^{\circ}\text{C}$, la potencia frigorífica fue 4,5kW, enfriando el agua a 18°C, y manteniendo el local a una temperatura en torno a 23°C.
 - La máquina comercial deja de funcionar cuando $t_{\text{eg}}=76^{\circ}\text{C}$, $t_{\text{ebs}}=35^{\circ}\text{C}$ y $t_{\text{se}}=21,4^{\circ}\text{C}$.
 - La t_a se estima que sea $t_{\text{ebs}}+4,5^{\circ}\text{C}$ más la diferencia de temperatura entre t_a y la temperatura del agua de enfriamiento a la entrada del absorbedor. La t_c se estima que sea $t_{\text{ebs}}+10^{\circ}\text{C}$ más la diferencia de temperatura entre t_c y la temperatura del agua de enfriamiento a la salida del condensador.
 - El CEE térmico medio diario, obtenido a partir del calor transferido al generador ($E_g=55,5\text{kWh}$) y el frío producido en el evaporador ($E_e=30,5\text{kWh}$) fue 0,55, y el CEE_{elec} medio en términos de energía primaria fue 0,42.

Prototipo del CSIC:

- Los fluidos exteriores que utiliza son aire y dos circuitos hidráulicos: caliente, frío. El aire exterior recibe directamente el calor de absorción y condensación (*sistema directo*).
- La potencia eléctrica necesaria para accionar la máquina, 700W, se reparte entre: la bomba del agua fría, la bomba de la disolución del generador, la bomba de la disolución del ICET y un ventilador.
- Se puede trabajar con $t_{\text{eg}}=120^{\circ}\text{C}$ y $t_e=10^{\circ}\text{C}$ cuando $t_c=50^{\circ}\text{C}$ sin problemas de cristalización.
- Durante un día con t_{ebs} máxima igual a 37,7°C, se ha observado que:

- Se necesita 680 Wh/m^2 de energía solar sobre los colectores para comenzar a transferir calor al tanque de almacenamiento.
- El rendimiento medio diario de los colectores fue 0,31, alcanzando una t_{scol} máxima de $113,1^\circ\text{C}$. Se transfirió calor al tanque de almacenamiento durante seis horas alcanzando una temperatura máxima de entrada de $107,1^\circ\text{C}$.
- Se transfirió calor al generador durante siete horas, aproximadamente, alcanzando una t_{eg} máxima de 106°C sin causar problemas de cristalización.
- Con $t_{\text{ebs}}=35^\circ\text{C}$, la potencia frigorífica es $4,5 \text{ kW}$, enfriando el agua a 16°C y manteniendo el local a una temperatura en torno a 25°C .
- El prototipo dejó de producir frío, con $t_{\text{ebs}}=37,3^\circ\text{C}$ y $t_{\text{eg}}=96,4^\circ\text{C}$, siendo $t_e=10,7^\circ\text{C}$ y $t_{\text{se}}=20,7^\circ\text{C}$.
- La t_a se encuentra entre 6°C y 7°C por encima de t_{ebs} , aproximadamente; y t_c entre 10°C y 11°C por encima de t_{ebs} , aproximadamente.
- El CEE térmico medio diario, obtenido a partir del calor transferido al generador ($E_g=40,1 \text{ kWh}$) y el frío producido en el evaporador ($E_e=25,1 \text{ kWh}$) fue 0,62, y el CEE_{elec} medio en términos de energía primaria fue 0,48.

Comparativa

- La máquina comercial deja de producir frío con una t_{eg} más baja que el prototipo (76°C frente a $96,4^\circ\text{C}$).
- Que la producción de frío con la máquina comercial termine con t_{eg} más bajas implica que el fluido del tanque de almacenamiento, al final de cada día, quede a una temperatura más baja que cuando se utiliza el prototipo. Este hecho repercute en el funcionamiento de la instalación solar al día siguiente. El umbral mínimo de energía solar para transferir calor al tanque será más bajo, lo que da lugar a que se alcancen temperaturas más bajas en la instalación solar; se ha observado que la temperatura de los fluidos de la instalación solar trabajando con la máquina comercial es 10°C inferior a la que se obtiene trabajando con el prototipo. Esto implica que, por un lado, el η_{col} sea más alto, y por otro lado, que la temperatura disponible en el tanque para abastecer el generador de la máquina sea más baja.
- Ambas instalaciones son capaces de cubrir la Q_t correspondiente a su capacidad nominal ($4,5 \text{ kW}$). Sin embargo, con el prototipo del CSIC se consiguen temperaturas del agua fría de 16°C frente a 18°C utilizando la máquina comercial. En ambos casos, t_{int} se mantiene dentro del margen establecido por el RITE, aunque con la máquina comercial se necesita más caudal de aire en el fancoil del local.
- El CEE térmico del prototipo es superior ya que el calor necesario en el generador es más bajo, debido al buen funcionamiento de su recuperador de calor. El CEE_{elec} del prototipo, es también más bajo, debido tanto a la eficiencia del recuperador como al menor consumo de energía eléctrica que tiene el prototipo con respecto a la máquina comercial.
- El η_{global} medio diario es comparable en ambas instalaciones, y su valor se encuentra en torno a 0,08.

8.8 Nomenclatura

CEE	coeficiente de eficiencia energética
E	energía, kWh
I	radiación solar, W/m^2

M	caudal, m ³ /h
m	flujo másico, kg/s
Q	potencia térmica, kW
t	temperatura, °C

subíndices

a	absorción
c	condensación
col	colector
d	demanda
e	evaporador
ebs	exterior de bulbo seco
ee	entrada al evaporador
eg	entrada del generador
elec	eléctrico
etan	entrada al tanque
fcoll	fluido de los colectores
g	generador
int	interior
med	medio
min	mínimo
safo	salida del aire del fancoil
se	salida del evaporador
sec	secundario
sg	salida del generador
stan	salida del tanque
t	térmico

Chapter 9: Conclusions

Content

9.1	<i>Introduction</i>
9.2	<i>Conclusions</i>
9.3	<i>Contributions</i>
9.4	<i>Researching works for the future</i>
9.5	<i>Notation</i>

9.1 Introduction

Solar cooling is getting more and more prominence in our society. To achieve a market niche in the residential sector for this kind of installations using air-cooled absorption chillers is one of the goals to carry out.

This Thesis is included in the Singular and Strategic Project INVISO and specifically in the SP3 subproject, entitled “Sustainable energy generation for dwellings”, which is in charge of the development of solar cooling and heating systems in combination with LiBr-H₂O air-cooled absorption chillers. With this kind of chillers it is intended; on the one hand, to avoid the problems derived from the cooling tower, like maintenance costs, water spending, its location and the legionnaires' disease; on the other hand, to help to reduce the environmental impact, since they use environmental friendly working fluids. Furthermore, when using heat driven cooling technologies, it is contributed to avoid brown-out situations during the summer months.

To date, there have come onto the market only two air-cooled LiBr-H₂O absorption chillers. One of them is the 35 kW double effect Yazaki CH-8, whose performance and technical features are practically unknown, and whose sales have been modest. The other one is the 4,5kW single effect and indirectly air-cooled Rotartica 045v. It came out in 2005, but currently it is no longer commercialized.

With regard to the design of solar fields for cooling applications, there is no consensus when it comes to determining the collector aperture area per cooling load. There is a wide variety of solar facilities in different locations, and no patterns for the design have been found in them.

In this Thesis, the initially assigned tasks have been fulfilled. They have been:

- To test the only indirectly air-cooled LiBr-H₂O single effect absorption chiller available in the market during a summer period in Madrid, with the high outdoor dry bulb temperature between 30°C and 40°C. The purpose was, on the one hand, to evaluate the performance of the chiller, and on the other hand, to obtain the operation temperatures, in order to design a

solar facility able to drive this kind of chillers. For that purpose, a thermal oil tank warmed up by electrical resistances was used as the heat source.

- To describe the solar facility and to propose a value of collector aperture area per cooling load.
- To test the solar facility in combination with the commercial chiller and the fan coil of the local to be air-conditioning. To obtain results regarding to operation temperatures, heating and chilling powers, efficiencies and COP.
- To describe a directly air-cooled single effect LiBr-H₂O prototype with adiabatic absorber of 4,5kW cooling capacity, with volume 1m³, built in the CSIC. To try out the solar cooling facility formed by the solar field, the prototype and the fancoil of the local to be air-conditioning. To obtain results regarding to operation temperatures, heating and chilling powers, η_{col} , η_{solar} , η_{global} and COP. To propose a correlation for t_a and another one for t_c as a function of t_{dbo} .
- To compare the performance of both air-cooled chillers from the external fluids point of view and to determine their influence in the solar cooling facility as a whole.

9.2 Conclusions

Next, the conclusions of the Thesis concerning to both absorption chillers and the solar cooling facility are shown.

9.2.1 Absorption machines performance

Both absorption chillers rehearsed in this Thesis are air-cooled single effect LiBr-H₂O of small size (1m³) and small capacity (4,5kW). One of them, the commercial one, uses an indirectly air-cooled system (re-cooling) to reject the heat from the absorber and the condenser. The other one, the CSIC prototype, transfers the sum of both heats directly to the outdoor air (direct system).

Commercial chiller

▪ Generator inlet temperature (t_{ig})

The commercial machine has an upper generator inlet temperature limit, $t_{ig(max)}=105^{\circ}\text{C}$, established by the manufacturer, in order to avoid the crystallization. With $t_{ig}>t_{ig(max)}$, the automatic control, by means of the action of a three-way valve, prevents the inlet of the hot flow to the generator.

▪ Outlet chilled water temperature (t_{oe})

With t_{dbo} of 30°C ; 35.7°C ; 37.7°C , and t_{ig} of 100°C ; 104.2°C ; 105°C , respectively, the t_{oe} recorded were: 15.1°C ; 16.7°C and 20.5°C , respectively.

▪ Absorption temperature (t_a)

It could not be possible to measure t_a . Nevertheless, the absorber inlet cooled water temperature, t_{11} , was registered. This temperature was 4.5°C - 5°C above t_{dbo} . It is known that real machines have finite area heat exchangers, so there must be a temperature difference between t_a and t_{11} . As a result, t_a has to be higher than t_{11} .

▪ Condensation temperature (t_c)

It could not be possible to measure t_c . However, the condenser outlet cooled water temperature, t_{13} , was registered. This temperature was around 10°C above t_{dbo} . Again, as the condenser has a finite area, t_c has to be higher than t_{13} .

- *Generator heat (Q_g)*

With $t_{bdo}=35.7^\circ\text{C}$; $t_{ig}=104.2^\circ\text{C}$, and $M_g=1\text{m}^3/\text{h}$, Q_g was 8.6kW.

- *Cooling capacity (Q_e)*

It was not possible to modify the design conditions of the machine. Q_e has a decreasing tendency with t_{bdo} . With $t_{bdo}=35.7^\circ\text{C}$ it was registered $Q_e=4.2\text{kW}$, and with $t_{bdo}=37.7^\circ\text{C}$ Q_e was 3.5kW.

- *Coefficient of performance (COP)*

The COP has a decreasing tendency with t_{dbo} . With $t_{dbo}=35.7^\circ\text{C}$ the COP was 0.49, and with $t_{dbo}=37.7^\circ\text{C}$ the COP was 0.44.

- *Chiller stop*

With $t_{bdo}=38.3^\circ\text{C}$, the chiller stops producing chilled water with $t_{ig}=76^\circ\text{C}$ and $t_{oe}=25.8^\circ\text{C}$

- *Electric power of auxiliary equipment*

The nominal electric power is 1200W. This power is divided up between the rotary drum, the chilled water pump, the cooling water pump and the fan.

CSIC prototype

- *Generator inlet temperature (t_{ig})*

The CSIC Prototype has been driven with $t_{ig(\text{max})}=109^\circ\text{C}$ without any crystallization problem. It has been observed that it can even be driven with $t_{ig}=120^\circ\text{C}$ and $t_c=10^\circ\text{C}$ with $t_c=50^\circ\text{C}$.

- *Outlet chilled water temperature (t_{oe})*

With t_{bdo} of 30°C ; 35.7°C ; 37.7°C , and t_{ig} of 100°C ; 104.2°C ; 104.6°C , respectively, the t_{oe} recorded were: 14.3°C ; 15.9°C and 16.5°C , respectively.

- *Absorption temperature (t_a)*

The difference between t_a and t_{dbo} is higher when t_{dbo} increases. With t_{dbo} ranging between 30°C and 38°C , t_a was around 5°C and 7°C above t_{dbo} .

- *Condensation temperature (t_c)*

It has been obtained that t_c is around 10°C or 11°C above t_{dbo} , approximately.

- *Generator heat (Q_g)*

With $t_{bdo}=35.7^\circ\text{C}$; $t_{ig}=104.2^\circ\text{C}$, and $M_g=1\text{m}^3/\text{h}$, Q_g was 6.5kW.

- *Cooling Capacity (Q_e)*

With the prototype, as the design conditions could be modified, it could be possible to fit the cooling capacity to the thermal load. With $t_{bdo}=35.7^\circ\text{C}$ it was registered $Q_e=4.5\text{kW}$, and with $t_{bdo}=37.7^\circ\text{C}$ que cooling capacity was around the nominal value.

- *Coefficient of performance (COP)*

With $t_{bdo}=35.7^\circ\text{C}$ the COP registered was 0.64 and with $t_{bdo}=37.7^\circ\text{C}$ the COP was around 0.68.

- *Chiller stop*

The prototype, with $t_{bdo}=37.3^\circ\text{C}$ stops producing chilled water when $t_{ig}=96.4^\circ\text{C}$ and $t_{oe}=20.7^\circ\text{C}$.

- *Electric power of auxiliary equipment*

The nominal electric power is 700W. This power is divided up between two solution pumps, the chilled water pump, and the fan.

9.2.2 Solar cooling facilities

A 40m^2 local has been cooled in Madrid with a solar cooling facility formed by 48m^2 vacuum flat plate collector field, and 42.2m^2 of aperture area, a PHE of 25kW of nominal power, a 1m^3 stratified storage tank, an air-cooled absorption chiller of 4.5kW and a fancoil. 9.3m^2 of

collector aperture area per cooling load were needed. This value is superior to those usually found in the solar cooling facilities (around $3.5\text{m}^2/\text{kW cool}$).

9.3 Contributions

Assessing a directly air-cooled LiBr-H₂O single effect absorption prototype with an adiabatic absorber as an integrated part of a solar cooling facility, and comparing its performance with the only indirectly air-cooled LiBr-H₂O single effect absorption machine available in the market.

9.4 Researching works for the future

- The improvement of the prototype performance.
- To test the prototype with higher t_{dbo} and t_{ig} .
- To carry out an automatic control system.
- To evaluate the importance in the absorption process of the solution mass flow pumped to the outside finned tube heat exchanger.
- To spread the experimental results obtained during summer 2010 with the single-double effect prototype.
- A research of the electricity consumption of the overall system in comparison to standard vapour compression refrigeration machines, and to compare them in terms of over all energy efficiency.

9.5 Notation

COP	coefficient of performance
E	energy, kWh
M	volumetric flow, m ³ /h
Q	heat, kW
t	temperature, °C
<i>subscripts</i>	
a	absorber
bdo	outside dry bulb
c	condenser
col	collector
e	evaporator
g	generator
global	solar cooling facility
ig	inlet generator
max	maximum
oe	oulet evaporator
<i>greek</i>	
η	efficiency

Bibliografía

- Acosta-Iborra A., García N. and Santana D., 2009. Modelling non-isothermal absorption of vapour into expanding liquid sheets, *International journal of heat and mass transfer*, vol.52, pp: 3042-3054.
- Adnot J., Ginaud D., Colomines F., Rivière P., Becirspahic S., Benke, G., 2002. Central (commercial) air conditioning systems in Europe. *In: Proceedings of second international conference on improving electricity efficiency in commercial buildings (IEECB)*, Nice, France.
- Asdrubali F., BAldinelli G., Presciutti A., Solar cooling with small-size absorption chillers: Different solutions for summer air conditioning
<http://www.crbnet.it/File/Pubblicazioni/pdf/1439.pdf>
- Arzoz D., Rodríguez P. and Izquierdo M., 2005. Experimental study on the adiabatic absorption of water vapour into LiBr-H₂O solutions. *Applied Thermal Engineering*, vol. 25, pp.797-811.
- Arzoz D., 2003. Integración del compresor térmico de absorción en plantas de desalinización por evaporación de múltiple efecto. PhD Thesis, Universidad Carlos III de Madrid.
- Balaras C.A., Grossman G., Henning H.M., Ferreira C.A.I., Podesser, E., Wang, L. and Wiemken, E., 2007. Solar air conditioning in Europe-an overview, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 11, pp. 299-314.
- Branson T., Lorton R., Winnington T.L., Gorritxategi X, Green R.J., Sanz Sáiz J.I. and Uelton R.B., 1995. Interotex. The development of a high lift, high performance heat pump, *International gas research conference*.
- Browne R., 1950. Absorption Refrigeration- A general history and explanation, *The refrigeration Journal*, January, pp. 292-300.
- Cabelli A., 1977. Storage tanks-a numerical experiment, *Solar Energy*, vol.19, pp. 45-54.
- CC.OO, 2010. Evolución de la emisión de gases de efecto invernadero en España (1990-2009).
- Chua H.T., Toh H.T., Malek A., Ng K.C. and Srinivasan K., 2000. Improvement thermodynamic property fields of LiBr-H₂O solutions, *International Journal of Refrigeration*, vol. 23, issue 6, pp. 412-429.
- Climate Change 2001, 2001. The Scientific Basis. Third Assessment Report, UN Intergovernmental Panel on Climate Change, *Cambridge University Press*, ISBN 0521 01495 6.
- Collector Catalogue 2004, 2004. Institut fur Solartechnik SPF, Rapperswil, Switzerland.
- Daikin Industries, Ltd., 1999. Air-Cooled Absorber, Japanese Patent 11-257796.

- De Vuono A.C., Hanna W.T., Osborne R.L. and Ball D.A., 1992. Development of a Double-effect air-conditioner heater (DEACH). Phase 3 and Final Report, January 1990-December 1991. Phase 3, September 1987-December 1991. Overall Project, Batelle and Gas Research Institute.
- DeVault R. and Biermann WJ., 1990. 4827728 Seven-effect absorption refrigeration, *Heat Recovery Systems and CHP*, vol. 10, issue 1, p. ix.
- Directiva 2002/91/CE relativa a la eficiencia energética de edificios. 2002. Parlamento Europeo y Consejo de la Unión Europea.
- Duffie J.A. and Beckman W.A., 2006. Solar Engineering of thermal processes. Ed: John Wiley & Sons, INC, ISBN-13 978-0-471-69867-8.
- Eicker U., Pietruschka D., 2009. Design and performance of solar powered absorption cooling systems in office buildings, *Energy and Buildings*, vol.41, issue 1, pp. 81-91.
- EUROSTAT. <http://epp.eurostat.ec.europa.eu>
- Feurecker G., Sharfe j., Greiter I., Frank c. and Alefeld G., 1993. Measurement of thermophysical properties of aqueous LiBr-solutions at high temperatures and concentrations, *Proc Int Absorption Heat Pump Conf ASME*, vol.31, pp. 493-499.
- Foley, G., DeVault, R., and Sweetser, R., 2000. The Future of Absorption Technology in America – A Critical Look at the Impact of BCHP and Innovation–, Advanced Building Systems Conference, June 16.
- Fundamentals: ASHRAE 2005, Ed: SI ed., ISBN: 1931862710
- Furbo S., Mikkelsen SE, 1987. Is low-flow operation and advantage for solar heating systems?, *Proceedings of ISES solar world congress*, vol. 1, pp. 962-966.
- Gilchrist K., Lorton R. and Green R.J., 2002. Process intensification applied to an aqueous LiBr rotating absorption chiller with dry heat rejection, *Applied Thermal Engineering*, vol. 22, pp. 847-854.
- Hamza A., Noeres P., Pollerberg C., 2008. Performance assessment of an integrated free cooling and solar powered single-effect lithium bromide-water absorption chiller. *Solar Energy*, vol. 82, pp. 1021-1030.
- Hansen J., Sato M., Ruedy R., Lo K., Lwa D.W. and Medina-Elizade M., 2006. Global Temperature change, *Proceedings of the National Academy of Science of the United States*, vol 103, issue 39, pp.14288-14293.
- Henning H.M., 2004. Solar-Assisted Air-Conditioning in Buildings. Springer-Verlag Wien New York. ISBN: 3-211-00647-8
- Henning H.M., 2007. Solar assisted air conditioning of buildings – an overview. *Applied Thermal Engineering*, vol.27, pp. 1734-1749.

- Herold K.E. and Moran M.J., 1997. Thermodynamic properties of lithium bromide/water solutions. *ASHRAE transactions*, vol. 93, pp. 35-48.
- Herold K.E., Radermacher R. and Klein S., 1996. Absorption Chillers and Heat Pumps, CRC Press, ISBN: 0-8493-9427-9.
- Incropera F P., Dewitt DP., 1999. Fundamentos de transferencia de calor, 4ª ed, Prentice Hall, ISBN: 970-17-0170-4.
- Izquierdo M, Martín E, Palacios E., 2009. Absorber and absorber-evaporator assembly for absorption machines. Patente Japonesa: 2009-137984
- Izquierdo M, Martín E, Palacios E., 2009. Absorber and absorber-evaporator assembly for absorption machines. Patente US: 2009/0301128A1.
- Izquierdo M., 2008. Máquina de Absorción de Bromuro de Litio-agua de simple efecto. Patente española. P 200801738.
- Izquierdo M., Hernández F., Martin E., 1997. Solar cooling in Madrid: Energetic efficiencies, *Solar Energy*, vol. 60, issue 6, pp. 367-377.
- Izquierdo M., Lizarte R., Marcos J.D., Gutiérrez G., 2007. Air conditioning using an air-cooled single effect lithium bromide absorption chiller: Results of a trial conducted in Madrid in August 2005, *Applied Thermal Engineering*, vol. 28, issues 8-9, pp. 1074-1081.
- Izquierdo M., Venegas M., Rodríguez P., Lecuona A., 2004. Crystallization as a limit to develop solar air-cooled LiBr-H₂O absorption systems using low-grade heat, *Solar Energy Materials & Solar Cells*, vol. 81, pp. 205-216.
- Izquierdo M., 2000. Apuntes de Energía Solar Térmica: pérdidas de calor del colector. Escuela Politécnica Superior. Universidad Carlos III de Madrid. Leganés. Madrid.
- Kim D.S. and Infante Ferreira C.A., 2008. Solar refrigeration options- a state of the art review, *International Journal of Refrigeration*, vol. 31, pp. 3-15.
- Kim D.S. and Infante Ferreira C.A., 2009. Air-Cooled LiBr-water absorption chillers for solar air conditioning in extremely hot weathers. *Energy Conversion and Management*, vol. 50, pp. 1018-1025.
- Kim J-S., Park Y. and Lee H., 1999. Performance evaluation of absorption chiller using LiBr+H₂N(CH₂)₂OH+H₂O, LiBr+H₂O(CH₂)₃OH+H₂O, and LiBr+(HOCH₂CH₂)₂NH+H₂O as working fluids, *Applied Thermal Engineering*, vol 19, issue 2, pp. 217-225.
- Kline S.J., and McClintock F.A., 1953. Describing uncertainties in single-sample experiments. ASME Mechanical Engineering 3.
- Lavan Z., Thompson J., 1977. Experimental study of thermally stratified hot water storage tanks, *Solar Energy*, vol. 19, issue 5, pp. 519-524.

- Li Z.F. and Sumathy K., 2001. Experimental studies on a solar powered air conditioning system with partitioned hot water storage tank. *Solar Energy*, vol. 71, issue 5, pp. 285-297.
- Liao X. and Radermacher R., 2007. Absorption chiller crystallization control strategies for integrated cooling heating and power systems, *International Journal of Refrigeration*, vol.30, pp. 904-911.
- Löf G., 1993. Active Solar Systems, MIT Press.
- Lorton R., Gilchrist K. and Green R.J., 2000. Development and operation of a high performance 10 kW absorption chiller, *International Journal of Refrigeration*, vol. 23, issue 8, pp. 572-576.
- Marcos J.D., 2008. Prototipo de máquina de absorción de doble efecto de LiBr-agua condensada por aire. PhD Thesis, Universidad Carlos III de Madrid.
- Marcos J.D., Izquierdo M., Lizarte R., Palacios E. and Infante Ferreira C.A., 2009. Experimental Bowling heat transfer coefficients in the high temperature generator of a double effect absorption machine for the lithium bromide/water mixture, *International Journal of Refrigeration*, vol. 32, issue 4, pp. 627-637.
- McNeely L.A., 1979. Thermodynamic properties of aqueous solutions of lithium bromide, *ASHRAE Transactions*, vol. 85 (part I), pp. 413-34.
- Medrano M., Bourouis M. and Coronas A., 2002. Absorption of water vapour in the falling film of water-lithium bromide inside a vertical tube at air-cooling thermal conditions, *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 41, pp. 891-898.
- Miller W.A. and Perez-Blanco H., 1993. Vertical-tube aqueous LiBr falling film absorption using advanced surfaces, In: International absorption heat pump conference. ASME.
- Ministerio de Industria, Comercio y Turismo. <http://www.mityc.es>
- Oh M., Kim S.C., Kim Y.L., Kim Y.I., 1993. Cycle analysis of air-cooled, double-effect absorption heat pump with parallel flow type, *International Absorption Heat Pump Conference, ASME*, vol 31.
- Okano T., Asawa Y., Fujimoto M., Nishiyama N., Sanai Y., 1993. Development of fan air-cooled absorption refrigerating machine using a new working fluid, *International Absorption Heat Pump Conference, ASME*, vol. 31.
- Palacios E., Izquierdo M., Lizarte R. and Marcos J.D., 2009. Lithium bromide absorption machines: Pressure drop and mass transfer in solutions conical sheets, *Energy Conversion and Management*, vol.50, pp.1802-1809.
- Palacios E., Izquierdo M., Marcos J.D. and Lizarte R., 2009. Evaluation of mass absorption in LiBr fan-fan sheets, *Applied Energy*, vol.86, issue12, pp. 2574-2582.

- Papadopoulos A.M., Oxizides S. and Kyriakis N., 2003. Perspectives of solar cooling in view of the developments in the air-conditioning sector, *Renewable Sustainable Energy Reviews*, vol. 7, pp. 419-438.
- Park Y., Kim J.S. and Huen L., 1997. Physical properties of the lithium bromide + 1,3-propanediol+water system, *International Journal of Refrigeration*, vol. 20, issue 5, pp. 319-325.
- Patterson M.R. and Perez-Blanco H., 1988. Numerical fits of the properties of lithium bromide-water solutions. *ASHRAE transactions*, vol. 94, pp. 2379-2388.
- Peritsch M., 2006. Supermärkte als Energiezentralen. Energiesysteme der Zukunft, Federal Ministry of Transport, Innovation and Technology, Austria. <<http://www.energiesystemderzukunft.at/publikationen/>>
- Plan Nacional de Asignación de Derechos de emisión 2008-2012. http://ec.europa.eu/environment/climat/pdf/nap_spain.pdf
- Protocolo de Kioto. <http://unfccc.int/resource/docs/convkp/kpspan.pdf>
- Ramshaw C., and Winnington T.L., 1989. An Intensified absorption heat pump.
- Reglamento Instalaciones Térmicas en Edificios. RITE.
- Rinnai Corp, 2004. Hybrid air conditioner, Japanese Patent 2004-108731.
- Ryan W.A., 1993. Water absorption in an adiabatic spray of aqueous lithium bromide solution. AES 31, In: International absorption heat pump conference. ASME, pp. 155-62.
- Safarik M., Richter L., Thomas C. and Otto M., 2007. Results of monitoring the EAW SE 15 absorption chiller in solar cooling installations. In: *2° International Conference Solar Air-Conditioning*, Tarragona, Spain.
- Sanyo Electric Co Ltd, 1989. Air cooled type absorption refrigerating machine, Japanese Patent JP1208670.
- Sanyo Electric Ltd, 1989. Air cooled Double effect absorption refrigerating machine, Japanese Patent JP1310273.
- Sasaki H., Ishino H., Tsuda H., and Enjyoji K., 2004. Development of a hybrid air conditioning system driven by low temperature waste heat. International gas research conference, Vancouver, Canada, Nov.1-4.
- Sawada N., Tanaka T., Ikumi Y., Kobayashi T., Abe K., Masuda Y., 1993. Study o fair-cooled absorption system for Light commercial use. AES 31, In: International absorption heat pump conference. ASME, pp. 213-218.
- Sparber W., Napolitano A., Melograno P., 2007. Overview on world wide installed solar cooling systems. In: *2° International Conference Solar Air-Conditioning*, Tarragona, Spain.

- Sumathy K., Huang Z.C. and Li, F.F., 2001. Solar absorption cooling with low grade heat source- A strategy of development in South China, *Solar Energy*, vol. 72, pp. 155-165.
- Syed A., Izquierdo M., Rodríguez P., Maidment G., Missenden J., Lecuona, A. and Tozer.R., 2005. A novel experimental investigation of a solar cooling system in Madrid. *International Journal of Refrigeration*, vol. 28, issue 6, pp. 859-871.
- Thevenot R., 1979. A History of Refrigeration throught out the World, *International institute of Refrigeration*, Paris.
- Tokyo Gas Co Ltd, 1994. Method and apparatus of controlling operation of air conditioning plant using absorption type refrigerator, Japanese Patent 06-235559.
- Tongu S., Makino Y., Ohnishi K. and Nakatsugawa S., 1993. Practical Operating of small-sized air-cooled double-effect absorption chiller-heater by using lithium bromide and aqueous, *International Absorpiton Heat Pump Conference. ASME*, vol 31.
- UNEP. 2006 report of the refrigeration, air conditioning and heat pumps technical options committee.
- UNESA. www.unesa.ues.
- Van Koppen CWJ, Thomas JPS, Veltkam WB, 1979. The actual benefits of thermally stratified storage in a small and medium size solar systems, *Proceedings of ISES solar world congress*, p. 579-80.
- Viskanta B., Behnia M., Karalis A., 1977. Interferometer observations of the temperature structure in water cooled or heated from above, *Adv Water Resour*, vol. 1, issue 2, pp. 57-69.
- Wang J. and Zheng D., 2009. Performance of one and a half-effect absorption cooling cycle of H₂O-LiBr system, *Energy Conversion and Management*, vol. 50, issue 12, pp. 3087-3095.
- Wang L., Chen G.M., Wang Q. and Zhong M., 2007. Thermodynamic performance analysis of gas-fired air-cooled adiabatic absorption refrigeration systems, *Applied Thermal Engineering*, vol. 27, pp. 1642-1652.
- Weiss W., Biermayr P., 2009. Potential of Solar Thermal in Europe, ESTIF 2009.
- Wood RJ., Al-Muslahi SM., O'Callaghan PW., Probert SD., 1981. Thermally stratified hot water storage system, *Applied Energy*, vol. 9, issue, 3, pp: 231-242.
- World Energy Outlook 2008. International Energy Agency.
- Yazaki Corporation, 2000. Absorbing solution for absorption refrigerating machine and absorption refrigerating machine, Japanese Patent 2000-319646.
- Yazaki Corporation, 1994. Absorption refrigerating machine, Japanese Patent 06-265235.

ANEXO: Equipos de Medida

A.1 Variables ambientales

Estación Meteorológica Meteodata/hydrodata-3008CM

Finalidad: Medida y registro de variables ambientales

Transductores:

- Conjunto anemómetro de molinete y veleta de un solo cuerpo modelo 0510.
Salida: 4-20 mA.

	Rango	Precisión
velocidad	0-100 m/s	$\pm 3\text{m/s}$ (1-60 m/s) $\pm 1\text{m/s}$ (60-100 m/s)
dirección	380°	$\pm 3^\circ$

- Combinado de Temperatura ambiente y Humedad relativa:

	Rango	Precisión
Temperatura	-30°C a +70°C	0.1°C
Humedad	0-100%	$\pm 3\%$ (0-90%) $\pm 5\%$ (90-98%)

- Piranómetro termoelectrico tipo “blanco-negro” modelo 8-48.
 - Sensibilidad: aprox 10 $\mu\text{V}/\text{Wm}^{-2}$
 - Impedancia: aprox. 350 ohms.
 - Dependencia con la temperatura: $\pm 1.5\%$ sobre un rango de temperatura de -20°C a 40°C
 - Linealidad: +- 1% de 0-1400 Wm^{-2}
 - Tiempo de respuesta: 5 s.

Comunicación:

- Puerto serie RS-232.

Conversor A-D de 20 bits de resolución y contador digital de 16 bits.



(a)



(b)

Figura 1.1 (a) Estación Meteorológica Meteodata/hydrodata-3008CM (b) transductores.

B.1 Variables de proceso



Sensores de temperatura

Finalidad: Medida de temperatura

Tipo: PT100 invasivas.

Sensor de corriente: 0.2 mA

Rango: -200...200°C

Precisión: 1K

Resolución: 0.05 K

Conexión: 3 hilos

Resistencia principal: max 30 ohm.



Caudalímetro ultrasónico Fluxus ADM 6725

Finalidad: Medida y registro de caudales

Alimentación: 100-240 VAC

Temperatura de operación: -10 a 60°C

Velocidad de flujo: 0.01-2.5 m/s

Resolución: 0.025 cm

Repetibilidad: 0.15% de lectura ± 0.015 m/s

Exactitud: caudal volumétrico: $\pm 1\%$ - 3% de la lectura ± 0.015 m/s

Con calibración: $\pm 0.5\%$ de la lectura ± 0.015 m/s

Velocidad de la trayectoria: $\pm 0.5\%$ de la lectura ± 0.015 m/s

Fluidos medibles: todos los fluidos acústicamente conductivos con un contenido de gases o líquidos $< 10\%$ en volumen.

Transductores de flujo: *M2N*

- Rango de diámetros nominal: 50...2500mm
- Dimensiones: 60x30x33.5 mm
- Material: Envoltura: acero inoxidable
Superficie de contacto: PEEK
- Temperatura de operación: $-30^{\circ}\text{C} \dots 130^{\circ}\text{C}$



Figura I.2 (a) Caudalímetro ultrasónico Fluxus ADM6725 (b) transductores de flujo M2N.

Anemómetro TSI Velocicalc 3855

Finalidad: medida de la velocidad del aire y flujo volumétrico.

Rango veloc	0,15-2,5 m/s	2,5-10m/s	10-30 m/s	30-50 m/s
Precision	$\pm 0,01\text{m/s}$	$\pm 0,05\text{m/s}$	$\pm 0,25\text{m/s}$	$\pm 0,5$ m/s

Comunicación:

Puerto serie RS-232.

Membranovac modelo DM12

Finalidad: medida y registro de presión en el absorbedor

Alimentación: 100 a 240 VAC

- Incertidumbre: 0.5% del valor medido y 0.2% escala total del transductor

Transductor de presión: Leybold Modelo DI 200

- Rango de medida: 0.1-200 mbar
- Límite de presión: 5bar
- Rango de temperatura: 0-60°C
- Incertidumbre \pm error temperatura: 0.2% FS
- Resolución 0.05% FS
- Linealidad: 0.2% FS
- Error por temperatura: 0.1 % FS
- Alimentación: +21V/DC
- Salida: 4-20 mA.

Comunicación:

Puerto serie RS-232.



Figura I.3 Colector de Datos Membranovac modelo DM12.



Colector de Datos DC 100

Finalidad: Registro de temperaturas de proceso

Alimentación: 100 a 240 VAC

Módulo medidor de temperatura:

Entrada: 4-20 mA.

Resolución A/D: ± 20000

Rango: -10°C – 60°C

Precisión: \pm (0.05% de la lectura + 2 dígitos)

Comunicación:

Puerto serie RS-232.

Software

DARWIN-DAQ32



Figura I. 4 Colector de Datos DC 100.

● **Termostato digital AKO-1412 con sonda PTC y relé SPDT**

Finalidad: Control de temperatura de entrada del agua al generador

- Alimentación: 12 VDC \pm 20%
- Sonda: AKO-155801 de 1,5m
- Relé: SPDT, 8A, 250V, $\cos \phi = 1$
- Rango de temperaturas: -50°C a 150°C
- Precisión del controlador: $\pm 1^\circ\text{C}$
- Tolerancia de la sonda a 25°C: $\pm 1.25^\circ\text{C}$
- Temperatura ambiente de trabajo: 5°C a 50°C
- Temperatura ambiente de almacenaje: -30°C a 70°C.

● **Calibrador Venus Plus 2140**

Finalidad: Calibrar los sensores de temperatura

- Rango de temperaturas: -55°C a 140°C
- Estabilidad absoluta tras 30 minutos: $\pm 0.0025^\circ\text{C}$
- Uniformidad: $\pm 0.018^\circ\text{C}$
- Calentamiento: -30°C a 140°C en 15 minutos.
- Volumen de calibración: 35mm de diámetro y 160mm de profundidad.
- Resolución del display: 0.01 de -19.99°C a 100°C y 0.1 de -55°C a -20°C y de 100°C a 140°C.
- Alimentación: 100-240V



Figura I.5 Calibrador de sensores de temperatura.

